

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh pracovního ramene bouracího stroje ROMAN

Design of Working Arm of Demolishing Machines ROMAN

Student:

Bc. Tomáš Kohut

Vedoucí práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Tomáš Kohut

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

70 Zemní, těžební a stavební stroje

Téma:

Návrh pracovního ramene bouracího stroje ROMAN
Design of Working Arm of Demolishing Machines ROMAN

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci zadání diplomové práce zpracujte řešerši dané problematiky. Navrhněte pracovní rameno stroje včetně mechanismů zajišťujících jeho pohyb (otáčení a naklápění ramene, výsun výložníku a sklápění hydraulického kladiva). Předmětné rameno se skládá z hlavního nosníku, ve kterém je uložen výložník pro vysouvání bouracího kladiva. Na konci výložníku je výklopně uchyceno bourací kladivo. Celé pracovní rameno se může otáčet kolem svislé osy a naklápět. Veškeré pohyby budou zajišťovat hydraulické válce a hydraulické motory. Návrh podložte potřebnými výpočty a technickou dokumentací v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – Strojírny a stavby Třinec.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

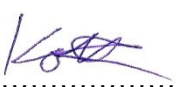


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16.5.2016



podpis studenta

Poděkování:


V první řadě tímto děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za perfektní, neopakovatelné vedení studií a panu Ing. Petru Nohalovi ze Strojíren a Staveb Třinec, a.s. za předávání cenných informací a zkušeností z praxe. Také patří mé velké díky моým rodičům, sestře a kolegům v práci, kteří mě ve studiu vždy podporovali. A v neposlední řadě děkuji také

mému trenérovi plavání, protože i díky mé fyzické kondici jsem zvládal zvýšený psychický nápor studia během zaměstnání.

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomáš Kohut

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bocanovice 51

739 91 Jablunkov

Anotace diplomové práce

KOHUT, T. *Návrh pracovního ramene bouracího stroje ROMAN: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 50 s., Vedoucí práce: Fries, J.

Cílem této diplomové práce je navrhnout speciální stroj, který zjednoduší náročnou fyzickou práci v těžkých hutních podmínkách a stísněném prostoru. Tento stroj podle tvůrce nápadu nese název ROMAN a bude sloužit pro rozrušování žáruvzdorných vyzdívek a slitků uvnitř pojízdných mísičů (tzv. „torpéd“) a také pro bourání výtokových žlabů na vysokých pecích apod. Stroj bude pracovat v uzavřené hale za zvýšených teplot okolí okolo 50°C a zvýšené prašnosti. Stroj bude vybaven pojezdem s pásovým podvozkem, který mu umožní přesunutí se přímo do torpéda a manipulaci uvnitř něj pomocí bezdrátového ovladače.

Anotation of master thesis

KOHUT, T. *Design of Working Arm of Demolishing Machines ROMAN: master thesis.* Ostrava VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 50 p., Supervisor: Fries, J.

Sense of this master thesis is design of special machine, which can reduce hard physical work in heavy metallurgical conditions and limited space. This machine is named ROMAN because of his inventor and it will be breaking fireproof linings and casted pigs inside of mobile blenders. (so called „torpedoes“) and also for demolishing outlet channels of blast furnaces. The machine will work indoor in production hall with increased temperatures round 50°C and increased dustiness. This machine will be assembled by crawler chassis, which can move it into the torpedo and manipulate inside of it by wireless controller.

Obsah

1	Úvod	11
2	Hydraulická mikrorypadla, minirypadla a demoliční roboti – rešerše	12
2.1	Hydraulická mikrorypadla, minirypadla [16]	12
2.2	Demoliční roboti	15
3	Návrh hydraulického systému stroje	17
3.1	Způsoby ovládání hydraulických mobilních rozvaděčů [9]	18
3.1.1	Manuální ovládání rozvaděčů	18
3.1.2	Hydraulické ovládání rozvaděčů	18
3.1.3	Pneumatické ovládání rozvaděčů	19
3.1.4	Elektrohydraulické (EH) ovládání rozvaděčů	19
3.1.5	Pomocné ventily	20
4	Řešení konstrukčních uzlů stroje	21
4.1	Kloubové uložení nástroje	21
4.1.1	Varianta 1: Uložení nosiče nástroje otočně na čep	22
4.1.2	Varianta 2: Uložení nosiče nástroje přes vahadla	22
4.2	Zhodnocení řešení	23
4.3	Návrh otáčení ramene	23
4.3.1	Ložiska pro otoče	23
4.3.2	Výpočet ložiska otoče	26
4.4	Čepy a jejich uložení - aretace	29
4.4.1	Uložení čepů do trubky s příčným zajišťovacím šroubem	30
4.4.2	Uložení čepů pomocí tvarové hlavy, zajištěn podložkou	30
4.4.3	Uložení čepů pomocí hřídelových kroužků	30
4.5	Výsuvný výložník	31
4.6	Řešení výkyvu ramene	32
4.7	Volba hydraulického kladiva:	33
5	Kinematické schéma ramene bouracího stroje	34
5.1	Základní technické parametry stroje	34
6	Princip volby hydraulických válců stroje	38
6.1	Určení minimálních sil vyvozených hydraulickými komponenty	40
6.1.1	Volba síly hydraulického válce zdvihu ramene:	40
6.1.2	Volba síly hydraulického válce naklánění sbíjecího kladiva	41

7	Výpočet konkrétních hydraulických válců	42
7.1	Volba zdvihu ramene:.....	42
7.2	Kontrola síly hydraulického válce zdvihu ramene:	43
7.3	Volba výkyvu hydraulického kladiva:	43
7.4	Kontrola síly hydraulického válce kývání kladiva:	44
7.5	Výčet zvolených hydraulických válců v tabulce.....	44
8	Návrh pohonu otoče ramene	45
8.1	Volba hydromotoru	47
9	Volba hydraulického čerpadla	50
10	Kontrolní výpočet ozubení	50
10.1	Kontrola z hlediska únavy v dotyku	51
10.2	Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení	52
10.3	Kontrola z hlediska únavy v ohybu	53
11	Výpočet čepů	54
11.1	Výpočet průměru čepu d_c z pevnostní podmínky ve smyku	54
11.2	Kontrola délky čepu z kontroly měrného středního tlaku v uložení	54
12	MKP výpočet ramene	55
12.1	Analýza ramene s hranatým průřezem profilu	56
12.1.1	Vstupní podmínky	56
12.1.2	Napětí Von Misses a posunutí.....	57
12.2	Analýza ramene s kulatým průřezem profilu	58
12.2.1	Vstupní podmínky	58
12.2.2	Napětí Von Misses a posunutí.....	58
12.3	Analýza ramene s kulatým průřezem profilu při svislém zatěžování	59
12.3.1	Vstupní podmínky	59
12.3.2	Napětí Von Misses a posunutí.....	60
12.4	Závěr analýzy MKP s celkovým zhodnocením konstrukce ramene.....	61
13	Závěr.....	61
14	Seznam studijní literatury	62
15	Seznam výkresů.....	63

Seznam použitých značek a symbolů

$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
e	Rameno valivého tření	[mm]
$f_{\check{c}}$	Čepové tření valivých ložisek	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
i_p	Převodový poměr ploché čelní převodovky	[-]
i_{SC}	Skutečný celkový převodový poměr	[-]
i_z	Převodový poměr čelního ozubeného soukolí	[-]
$l_{\check{c}}$	Délka čepu	[mm]
e	Parametr excentricity zatížení ložiska	[-]
m_n	Normálový modul zubu	[mm]
m_s	Hmotnost stroje	[kg]
p	Systémový tlak, Exponent typu ložiska	[MPa], [-]
$r_{\check{c}}$	Rameno čepového tření	[mm]
r_p	Poloměr pístnice	[mm]
r	Vnitřní poloměr válce	[mm]
v	Vnitřní výška válce	[mm]
l	Průtok = geometrický objem čerpadla	[l/min]
s_0	Statická únosnost valivého ložiska	[-]
t_v	Čas vysouvání hydraulického válce	[s]
t_z	Čas zasouvání hydraulického válce	[s]
u	Převodový poměr	[-]
z_1	Počet zubů kola	[-]
z_2	Počet zubů pastorku	[-]
B	Šířka ložiska	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[N]
D_s	Střední průměr ložiska	[mm]
G_s	Tíha stroje	[N]
F_A	Axiální ekvivalentní zatížení ložiska	[N]

F_{OA}	Axiální zatížení ložiska	[N]
F_{OR}	Radiální zatížení ložiska	[N]
F_V	Síla výsunu hydraulického válce	[N]
F_Z	Síla zásunu hydraulického válce	[N]
$K_H = K_F$	součinitel přídatných zatížení v ozubení	[-]
K_A	součinitel dynamických účinků v ozubení podle typu hnaného stroje	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel obvodové rychlosti a tepelného zprac. ozubení	[-]
M_k	Kroutící moment	[N·m]
M_{ip}	Inertní moment	[N·m]
M_r	Rozběhový moment	[N·m]
M_{St}	Statický moment	[N·m]
M_{OK}	Klopný moment ložiska	[N·m]
M_O	Ekvivalentní klopný moment ložiska	[N·m]
P	Zatížení ložiska	[kW], [N]
$R_{\check{c}}$	Reakce na čepu	[N]
R_e nebo $R_{p0,2}$	Mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
V	Objem hydraulického válce	[mm ³]
W	Pojezdový odpor	[N]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
χ	Přídavné odpory	[-]
η_p	Účinnost převodovky	[-]
ε	Úhlové zrychlení	[min ⁻²]
σ	Normálové napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]

1 Úvod

K řešení mé diplomové práce jsem si vybral spolupráci s firmou Strojírny a Stavby Třinec, a.s. o zhruba 1500 zaměstnancích, která úzce spolupracuje s Třineckými železárnami. Třinecké železárny se zabývají výrobou surového železa a dalších kovů z prvotních surovin, dále jeho zpracování přes výrobu oceli až po export hotových výrobků do celého světa.

Cílem této diplomové práce je navrhnout speciální stroj, který zjednoduší náročnou fyzickou práci v těžkých hutních podmínkách a stísněném prostoru. Tento stroj podle tvůrce nápadu nese název ROMAN a bude sloužit pro rozrušování žáruvzdorných vyzdívek a slitků uvnitř pojízdných mísičů (tzv. „torpéd“ obr. 1) a také pro bourání výtokových žlabů na vysokých pecích apod. Stroj bude pracovat v uzavřené hale za zvýšených teplot okolí okolo 50°C a zvýšené prašnosti. Stroj bude vybaven pojezdem s pásovým podvozkem, který mu umožní přesunutí se přímo do torpéda a manipulaci uvnitř něj.

Z důvodu stísněného pracovního prostoru bude vše nezbytné umístěno vně stroje a připojeno ke stroji pomocí hadic a kabelů. Stroj bude poháněn hydraulickým agregátem, který bude zajišťovat veškeré pohyby stroje – samotný pojezd realizován dvěma rotačními hydromotory, otoč ramene řešena speciálním velkým ložiskem pro otoče strojů s vnitřním ozubeným věncem. Ve věnci bude zabírat rotační hydromotor ozubeným pastorkem. Dále je stroj osazen celkem čtyřmi přímočarými hydromotory různých velikostí, které zajišťují naklápění celého ramene, vysouvání výložníku, naklápění přípravku nesoucího nástroj a vysouvání a spouštění stabilizační packy.

Zdrojem energie samotného hydraulického agregátu bude elektromotor. Potřebnou mechanickou energii bude přes točivý moment na energii tlakovou v kapalině převádět regulační čerpadlo.



OBR. 1: POHLED DO TORPÉDA PŘED SBÍJENÍM VYZDÍVKY [FOTO SAS TŘINEC]

2 Hydraulická mikrorypadla, minirypadla a demoliční roboti – rešerše

2.1 Hydraulická mikrorypadla, minirypadla [16]

Základním parametrem, podle kterého se vybírá velikost minirypadla vyjádřená ve třídách 01 až 09, je jeho provozní hmotnost uváděná v tunách.

Co se týká podvozků minirypadel, dělí se do čtyř skupin podle vlastností a konstrukce. Prvním typem jsou přípojné podvozky (obr. 2). Tyto stroje nemají svůj vlastní energetický zdroj a tlaková kapalina pro pohon hydromotorů je přiváděna z traktorového tahače. Tato rypadla jsou v nejnižší třídě (01) rypadel a jsou používána pro různé překládací práce v zemědělství. Při montování různých druhů lopat je lze využít i pro zemní práce. Druhým typem jsou minirypadla s kráčivými podvozky. Tato rypadla mají vlastní energetický pohon (spalovací motor, hydrogenerátory, hydromotory, atd.), umožňují svou konstrukcí práce na podélných i příčných svazích, dále také práce ve vodě do předepsané hloubky (1,6m i více). Ve zvláštních případech mohou pracovat do hloubky něco přes 2m. Jednodušší rypadla

tohoto druhu mají pevnou osu, kterou nelze výškově přestavovat. V tom případě nelze dobře pracovat u větších příčných sklonů. Všechny stroje tohoto typu nemají při práci svůj vlastní pojezd. Přesun rypadla do další záběrové polohy je proveden kráčivým posuvem. Třetím typem jsou minirypadla s pásovým podvozkem (obr. 4.5). Pásové podvozky jsou používány u těchto strojů nejčastěji. Opěrné desky pásů jsou ocelové nebo pryžové. Jako přídavné pracovní zařízení se k podvozku montuje dozerová radlice. U pásových podvozků s ocelovými opěrnými deskami jsou jezdové rychlosti $1,5 \div 3$ km/h, s pryžovými deskami $2 \div 4$ km/h a někdy i větší. Poslední čtvrtou variantou jsou kolové podvozky, které se používají pro silnější stroje třídy 05, s provozní hmotností nad 3t. Na otočném svršku rypadel jsou umístěny všechny energetické zdroje a ovládací prvky celého minirypadla. Většinou bývá otočný o 360° , pouze u některých malých druhů je otočný jen o $70^\circ \div 75^\circ$ na každou stranu podélné osy rypadla.

Dělení minirypadel dle podvozku:

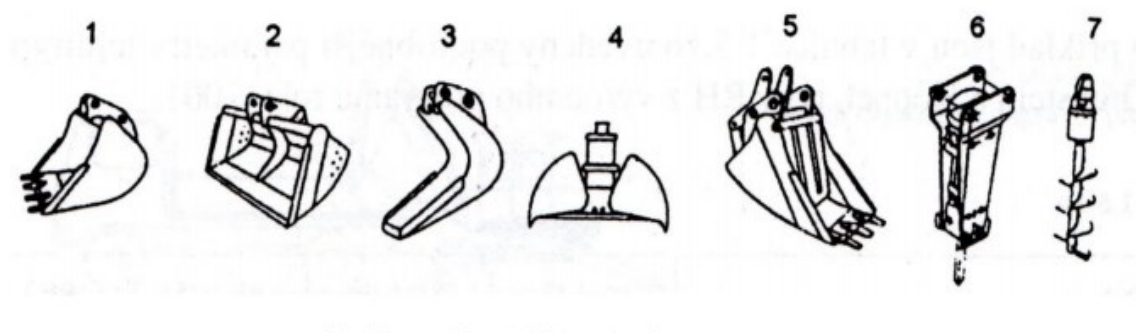
- Přípojné podvozky - nemají vlastní energetický zdroj, tlaková kapalina pro pohon hydromotorů je přiváděna z traktorového tahače. Použití převážně v zemědělství. Třída 01
- Kráčivé podvozky - vlastní energetický pohon (spalovací motor, hydrogenerátory, hydromotory, atd.), nemají svůj vlastní pojezd. Mohou pracovat ve svazích a i v hloukách kolem 1,6m. Nemají svůj vlastní pojezd, přesun je proveden kráčivým posuvem.
- Pásové podvozky - nejčastější použití, pásy jsou pryžové nebo ocelové. Jako přídavné zařízení se montuje dozerová radlice.
- Kolové podvozky - třída 05 a pro stroje s provozní hmotností nad 3t



OB. 2: HYDRAULICKÉ RYPADLO / NAKLADAČ S4 PROFESSIONAL ATV EQUIPMENT ZA ČTYŘKOLKU [14]

Pracovní zařízení:

Minirypadla jsou brána jako univerzální stroje, které mají možnost výměny různých pracovních zařízení. Nejčastější pracovní zařízení jsou na obr. 3



OBR. 3: ZÁKLADNÍ PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ MINIRYPADEL

HLOUBKOVÁ NEBO UNIVERZÁLNÍ LOPATA, 2 – ČISTÍCÍ PŘÍKOPOVÁ LOPATA, 3 – HÁK PRO VYTAHOVÁNÍ DLAŽBY, 4 – ČELIŠTOVÝ DRAPÁK, 5 – DRENÁŽNÍ LOPATA S NUCENÝM VYPRAZDŇOVÁNÍM, 6 – HYDRAULICKÉ KLADIVO, 7 – ŠNEKOVÝ VRTÁK DO ZEMINY



OBR. 4: ZASOUVACÍ PODVOZEK STROJE BOBCAT E08 SNIŽUJE ŠÍŘKU STROJE NA POUHÝCH 710 MM A UMOŽŇUJE SNADNÝ PRŮJEZD STANDARDNÍM VCHODEM [13]



OB. 5: PÁSOVÉ MIKORYPADLO AMMANN YANMAR SV08-1S S KLDIVEM [13]

Tyto stroje jsou výhodné svou univerzálností, jsou ovšem velmi omezené tuhostí konstrukce a výkonem v poměru k jejich hmotnosti. Jejich výhoda může být dobrá průchodnost terénem a rozsah pohybů po pracovním prostoru, avšak opět s následkem omezené tuhosti konstrukce ramene

2.2 Demoliční roboti

Jedním z možných druhů technologií bouracích prací je použití demoličních robotů. Na trhu lze dnes vybrat z velké škály velikostí strojů robotů a jejich příslušenství.

Mezi hlavní firmy zabývající se těmito stroji jsou:

- Avant (obr. 6)
- Brokk (obr. 9)
- Giant R
- Husquarna



OBR. 6: DEMOLIČNÍ ROBOT AVANT 185 [17]

Příslušenství k demoličním robotům:



OBR. 7: VLEVO HYDRAULICKÉ BOURACÍ KLADIVO, VPRAVO LOPATA [12]



OBR. 8: VLEVO HYDRAULICKÉ NŮŽKY, VPRAVO DRTÍCÍ TRNY [12]



Obr. 9: DEMOLIČNÍ ROBOT BROKK 400 OSAZEN BOURACÍM KLADIVEM ATLAS COPCO [15]

3 Návrh hydraulického systému stroje

Tento stroj je svými hydraulickými komponenty do jisté míry podobný minirypadlům a středním rypadlům, proto je možné při tvorbě tohoto speciálního stroje využít dlouholetého vývoje a pokroku rypadel. Pro realizaci hydraulického agregátu jsem si proto vybral spolupráci s firmou Bosh Rexroth [2], která se na vývoj mobilních hydraulických systémů rypadel zaměřuje, a je možné stroj vybavit komplexními komponenty, které jsou voleny a uzpůsobeny s ohledem na maximální efektivitu systému jako celku při minimalizaci nákladů na provoz a cenu při pořízení.

Jako systém řízení hydrauliky je možné vybrat z velké škály možností – použít prvky klasické hydrauliky, případně se servořízením, nebo se vydat cestou prvků mobilní hydrauliky. S hlediskem na požadavky dnešní doby se u mobilní hydrauliky nabízejí dvě možnosti řízení, a to systém Load Sensing a systém LUDV. Systém Load sensing (tedy snímání zátěže) se vyznačuje vysokou celkovou účinností pohonu a současně malou závislostí průtoku na zatěžovacím tlaku. Tyto výhody mohou být někdy zastíněny horší dynamikou pohonu ve srovnání s pohony přímo řízenými proporcionálními regulačními ventily. V těchto případech je výhodné využít při návrhu pohonu možností, které nabízejí metody matematického modelování a počítačové simulace.

Systém LUDV, tedy zátěžově nezávisle sdílené proudění, je v současné době nejmodernější způsob řízení mobilního hydraulického systému, protože na rozdíl od LS za přibližně stejných

pořizovacích nákladů dokáže rovnoměrně rozdělovat potřebný průtok v závislosti na každém zatížení zvlášť.

3.1 Způsoby ovládání hydraulických mobilních rozvaděčů [9]

Řídicím prvkem hydraulického systému jsou mobilní rozvaděče, vybavené ventily, čidly, snímači zátěže atd. Je možné je řídit několika způsoby, jako je ovládání manuální, hydraulické, pneumatické nebo elektrohydraulické (EH).

3.1.1 Manuální ovládání rozvaděčů

Nejjednodušší ovládání je ovládání manuální, které je řešeno vyvedením ovládacích pák, nebo joysticků přímo nad rozvaděče. Toto ovládání je jednoduché a cenově přívětivé, avšak svazuje strojníka nutností stroj řídit přímo z tělesa agregátu.

- Obsluha přestavuje šoupátka rozvaděčů v každé sekci přímo pomocí páky.
- Rozvaděče mohou být vybaveny pákami různých velikostí a tvarů s ohledem na zástavbové prostory, ergonomii apod.

3.1.2 Hydraulické ovládání rozvaděčů

- Šoupátka rozvaděčů jsou přestavována silou tlakového oleje.
- Přívod tlakového oleje k jednotlivým sekcím je zpravidla řízen joystickem. Joysticky mohou být dvoucestné nebo i vícecestné pro ovládání několika sekcí. Joysticky mají výběr z více typů ovládacích pák (také ovládání pedálem), někdy s možností aretace poloh, atd.
- PCL4 je typová řada joysticků Parker pro hydraulické ovládání rozvaděčů pro mobilní hydrauliku.



OBR. 10: OVLÁDÁNÍ MOBILNÍCH ROZVADĚČŮ, SÉRIE PCL4 [9]

3.1.3 Pneumatické ovládání rozvaděčů

- Šoupátka rozvaděčů jsou přestavována silou stlačeného vzduchu.
- Pneumatický rozvod k jednotlivým sekcím je zpravidla řízen joystickem. Joysticky mohou být dvoucestné nebo i vícecestné pro ovládání několika sekcí. Joysticky mají výběr z více typů ovládacích pák, někdy s možností aretace poloh, atd.
- VP04 je typová řada joysticků Parker pro pneumatické ovládání rozvaděčů pro mobilní hydrauliku.

3.1.4 Elektrohydraulické (EH) ovládání rozvaděčů

Praktičtějším řešením je ovládání elektrohydraulické, které je vybaveno bezdrátovým ovladačem na popruhu, a umožní strojníkovi volný pohyb kolem stroje. Toto přináší lepší viditelnost na prováděný úkon a možnost řídit stroj ze vzdálenosti přijatelné s ohledem na bezpečnost a zdraví při práci.

- Přívod elektrického signálu na jednotlivé sekce je zpravidla řízen elektrickým joystickem.

- Mnoho variant provedení elektrických joysticků v typových řadách ICM4, ICL4 a v systému IQAN. Mohou poskytovat více funkcí ovládání s různým typem ovládací páky v provedení pro úroveň řídicího signálu 12V nebo 24V.
- Systém IQAN kromě joysticků obsahuje další komponenty kontrolního, monitorovacího a případně i diagnostického systému. Umožňuje napojení na PC a představuje tak nejmodernější, komfortní způsob řízení mobilních strojů.
- Šoupátka rozvaděčů jsou přestavována hydraulicky prostřednictvím EH solenoidových ventilů umístěných přímo na rozvaděčích v každé sekci, které jsou řízeny elektrickým signálem. Řízení může být jak ON/OFF, tak proporcionální.



OBR. 11: OVLÁDÁNÍ MOBILNÍCH ROZVADĚČŮ, SÉRIE IQAN LC6 A IQAN LC5 X05 [9]

3.1.5 Pomocné ventily

Pro stavbu hydraulických obvodů na mobilních zařízeních jsou kromě rozvaděčů k dispozici pomocné ventily, jejichž provedení je předurčuje k montáži do potrubí nebo jako cartridge do kostky. Jsou to:

- Tlakové ventily pojistné; PLC, PLD6 & PLD130
- Tlakové ventily redukční; PRS6

- Sekvenční ventily, 3-cestné; QDS6
- Výběrové (Shuttle) ventily; VV6



OBR. 12 A 13: OVLÁDÁNÍ MANIPULÁTORŮ A RYPADEL – VLEVO ELEKTRONICKÉ BEZDRÁTOVÝM OVLADAČEM A VPRAVO ELEKTROHYDRAULICKÉ STACIONÁRNÍ ZE STROJE [10]

4 Řešení konstrukčních uzlů stroje

Tento stroj je svými prvky do jisté míry konstrukčně podobný minirypadlům. Proto jsem při jeho návrhu využil provedení některých komponent, jako jsou výsuvné výložníky, či otoče.

4.1 Kloubové uložení nástroje

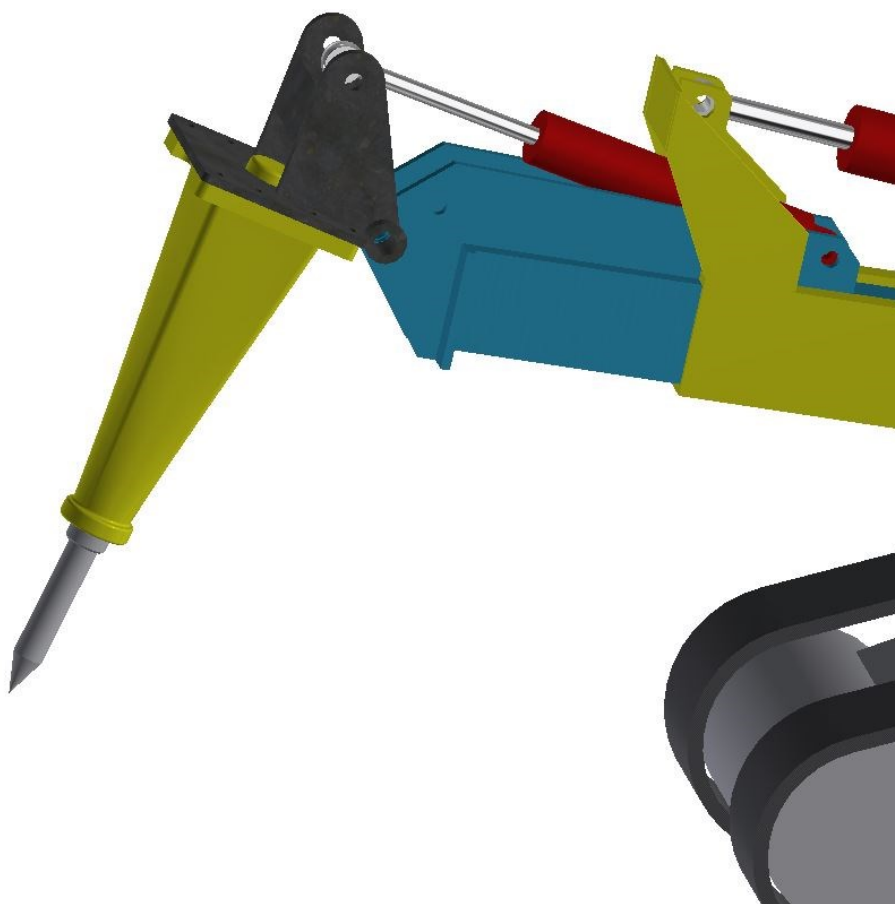
Uložení nástroje na rameni rypadla je možné provést více způsoby. Kvůli značné, ovšem omezené síle, vyvozené hydraulickými přímočarými motory je nutné přihlížet na kinematiku spojení pro efektivitu práce ve výhodných polohách nástroje.

Uzel kloubového spojení pracovního nástroje s ramenem jsem navrhnul ve dvou variantách. První variantou je jednoduché kloubové spojení. Druhou variantou je kloubové spojení přes

vahadla. Obojí řešení mají své výhody a nevýhody. Jejich zdůvodnění uvádím níže s doloženými příslušnými obrázky.

4.1.1 Varianta 1: Uložení nosiče nástroje otočně na čep

Toto uložení je výhodné v jednoduchosti řešení. Při sbíjení válcové části pláště torpéda je toto uložení výhodné z hlediska optimálního vysunutí pístu a tedy i značné vyvoditelné síly při výkyvu nástroje, kterým je možno odhrnout nasbíjený materiál, přesunout stroj atd. Problém nastává při sbíjení čelních plášťů torpéda, kdy se nástroj dostává k horní úvratí, z hlediska kinematiky uložení tedy úplného zasunutí pístu. Nástroj také není možné z konstrukčních důvodů vyklopit nad vodorovnou osu ramene stroje.

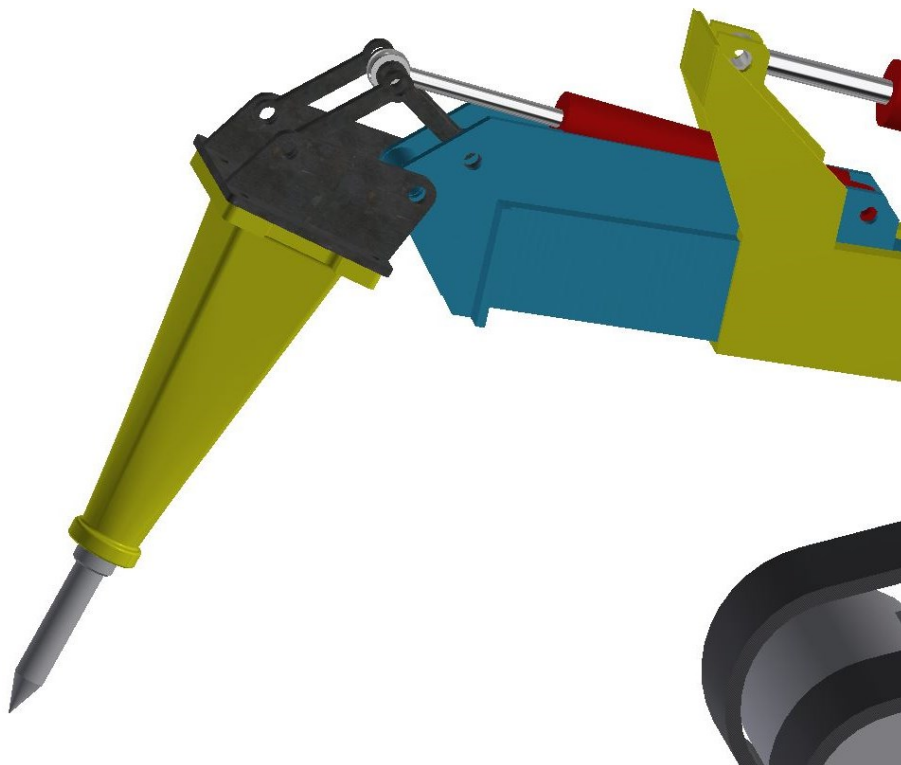


OBR. 14: ULOŽENÍ NOSIČE NÁSTROJE OTOČNĚ PŘES ČEP

4.1.2 Varianta 2: Uložení nosiče nástroje přes vahadla

Uložení nosiče nástroje přes vahadla vnáší do konstrukce více prvků pohyblivých částí, čepy a jejich styčné plochy, které musí být zapouzdřeny a mazány. Toto uložení ale z hlediska kinematiky zajišťuje optimální přenos síly z pístu na nástroj v každé poloze jeho výkyvu. Uložení také umožňuje výkyv nástroje nad vodorovnou osu ramene stroje a oproti uložení bez

vahadel větší úhlový rozsah výkyvu. Toto řešení se běžně používá k uchycení lopat rypadel, ale i sbíjecích kladiv a jiných nástrojů.



OBR. 15: ULOŽENÍ NOSIČE NÁSTROJE PŘES VAHADLA

4.2 Zhodnocení řešení

TABULKA 1: SROVNÁNÍ ULOŽENÍ PRACOVNÍHO NÁSTROJE

Typ uložení	Uložení otočně na čep	Uložení přes vahadla
VÝHODY/NEVÝHODY		
Úhlový rozsah	Nemožnost sbíjet nad vodorovnou osou ramene, těsně před pásy	Obecně větší
Uložení	Jednoduché s možností uložit čep do osy nástroje	Více pohyblivých částí, rázy více přenášeny do hydraulického válce
Kinematika	Nevýhodné při horní i spodní úvrati	Vahadla zajišťují optimální přenos síly při otáčení o více než 90°

Z uvedeného volím konstrukčně složitější, ovšem výhodnější uložení přes vahadla.

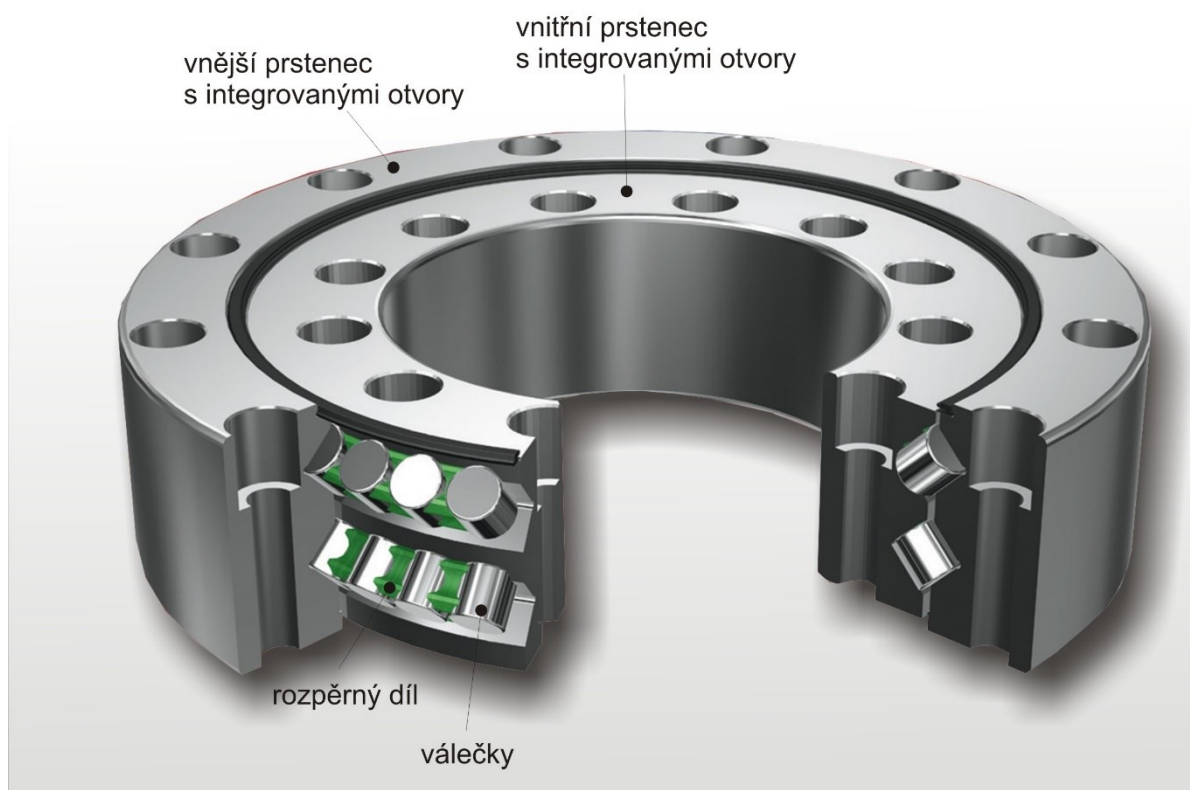
4.3 Návrh otáčení ramene

4.3.1 Ložiska pro otoče

Ložiska pro otoče jsou kuličková a válečková ložiska, která přenášejí axiální a radiální zatížení a klopné momenty, přičemž zatížení mohou působit jednotlivě nebo v kombinaci a

v libovolném směru. Tato ložiska nejsou namontována na hřídeli nebo v tělese. Kroužky jsou jednoduše upevněny šrouby k opěrné ploše. Ložiska jsou dostupná ve třech provedeních:

- bez ozubení
- s vnitřním ozubením
- s vnějším ozubením

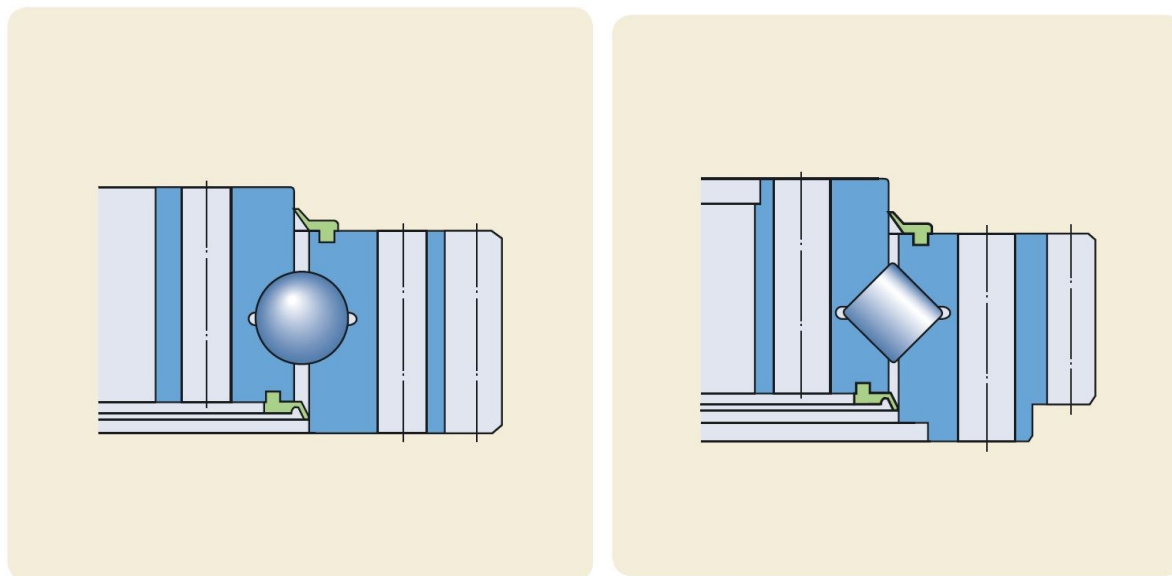


OBR. 16: DVOUŘADÉ KŘÍŽOVÉ VÁLEČKOVÉ LOŽISKO PRO OTOČE [2]

Ložiska pro otoče mohou provádět kývavé a také rotační pohyby. Ložiska pro otoče s vnějším průměrem s jednoduchým kroužkem jsou celkem běžně k dostání, jakožto i katalogové výrobky v rozměrových řadách v rozsahu asi 400 až 5000 mm. Mohou být vyráběna i větší ložiska s vnějším průměrem až do 14 000 mm, avšak tato ložiska mají kroužky složené z několika částí a zde už je nutná individuální objednávka po konzultacích s výrobními firmami.

Jednořadá kuličková ložiska pro otoče

Jednořadá kuličková ložiska pro otoče jsou kuličková ložiska se čtyřbodovým stykem. Kuličky jsou vloženy do ložiska plnicí drážkou, která je poté uzavřena zátkou. Ložiska jsou s těsněním, nejsou předepnutá a jsou určena pro uložení, která musí splňovat průměrné nároky na přesnost.



OBR. 17 A 18: ŘEZY LOŽISKEM PRO OTOČE JEDNOŘADÝM KULIČKOVÝM (VLEVO) A VÁLEČKOVÝM (VPRAVO) [6]

Jednořadá válečková ložiska pro otoče

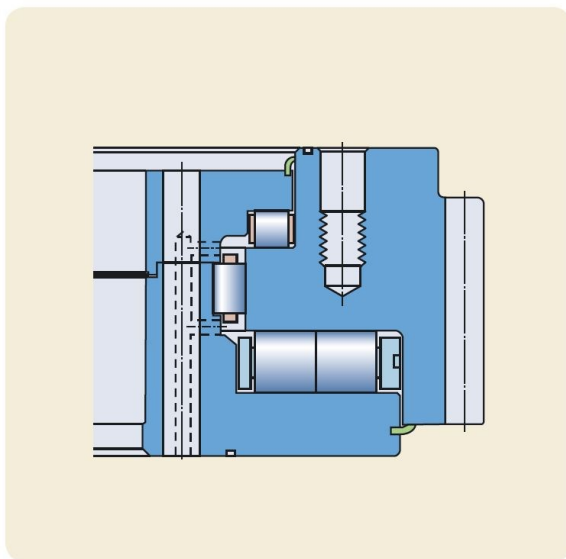
Jednořadá válečková ložiska pro otoče jsou ložiska se zkříženými válečky. Každý druhý váleček svírá pravý úhel se sousedním válečkem. Válečky jsou vloženy do ložiska plnicí drážkou, která je poté uzavřena zátkou. Ložiska jsou předepnuta a opatřena integrovaným těsněním s břity.

Dvouřadá ložiska pro otoče

Tato ložiska pro otoče jsou válečková ložiska s kosoúhlým stykem. Válečky jsou vloženy do ložiska plnicími drážkami, které jsou poté uzavřeny zátkou. Plastové separátory zajišťují optimální vedení válečků. Ložiska jsou předepnuta a opatřena integrovanými těsněními s břity.

Trojřadá ložiska pro otoče

Trojřadá ložiska pro otoče jsou kombinovaná radiální a axiální válečková ložiska pro velmi vysoká zatížení, která mají jeden jednodílný a jeden dvoudílný kroužek. Ložiska nejsou předepnuta a jsou opatřena integrovaným těsněním s břity. Tato ložiska však vyžadují velmi přesné obrobení opěrných ploch.



OBR. 19: SPECIÁLNÍ VÁLEČKOVÉ LOŽISKO PRO OTOČE VYRÁBĚNÉ FIRMOU SKF [6]

Další ložiska pro otoče

Kromě standardních konstrukcí, které jsou popisovány výše, vyrábí firmy (např. SKF [6]) rovněž několik dalších provedení na objednávku pro nejrůznější uložení. Jsou to následující ložiska

- ložiska pro otoče jako kombinovaná válečková/kuličková ložiska
- ložiska pro otoče jako dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem
- kluzná ložiska pro otoče
- ložiska pro otoče s integrovaným pohonem

Pro použití u stroje Roman, jsem z výše uvedeného výčtu veškerých typů zvolil následující ložisko pro otoče:

4.3.2 Výpočet ložiska otoče

Ložisko otoče nese tíhu ramene, jeho klopný moment a účinky od rázů kladiva, které jsem stanovil a propočítal podle katalogu [2]:

Axiální zatížení od rázů kladiva:

$$F_{OA} = 10\,000\,N = 10\,kN \quad (4.1)$$

Radiální zatížení od tíhy stroje:

$$F_{OR} = 40\,000\,N = 40\,kN \quad (4.2)$$

Klopný moment:

- Klopný moment počítám v případě, kdy se stroj nadzvedne opřením pomocí nástroje:

$$M_{OK} = G_s \cdot r = m_s \cdot g \cdot r \quad (4.3)$$

$$M_{OK} = 4000 \cdot 9,81 \cdot 1711$$

$$M_{OK} = 68440000 \text{ Nmm} = 68,4 \text{ kNm}$$

Parametr excentricity zatížení:

$$e = \frac{2000 \cdot M_{OK}}{F_{OA} \cdot D_S} \quad (4.4)$$

$$e = \frac{2000 \cdot 6,77}{10 \cdot 550}$$

$$e = 2,43$$

Kde:

D_S = střední průměr ložiska [mm]

Podle hodnoty excentricity volím vztahy pro ekvivalentní zatížení ložiska.

Axiální ekvivalentní zatížení ložiska:

$$F_A = (F_{OA} + 5,05 \cdot F_{OR}) \cdot s_0 \quad (4.5)$$

$$F_A = (10 + 5,05 \cdot 40) \cdot 1,5$$

$$F_A = 318 \text{ kN}$$

Momentové ekvivalentní zatížení ložiska:

$$M_O = M_{OK} \cdot s_0 \quad (4.6)$$

$$M_O = 68,4 \cdot 1,5$$

$$M_O = 102,6 \text{ kNm}$$

Kde:

s_0 = součinitel statické bezpečnosti [-] (volen podle provozních podmínek z tabulky v katalogu)

Vypočtené hodnoty zatížení nyní zkontroluji podle diagramu ke konkrétnímu ložisku:

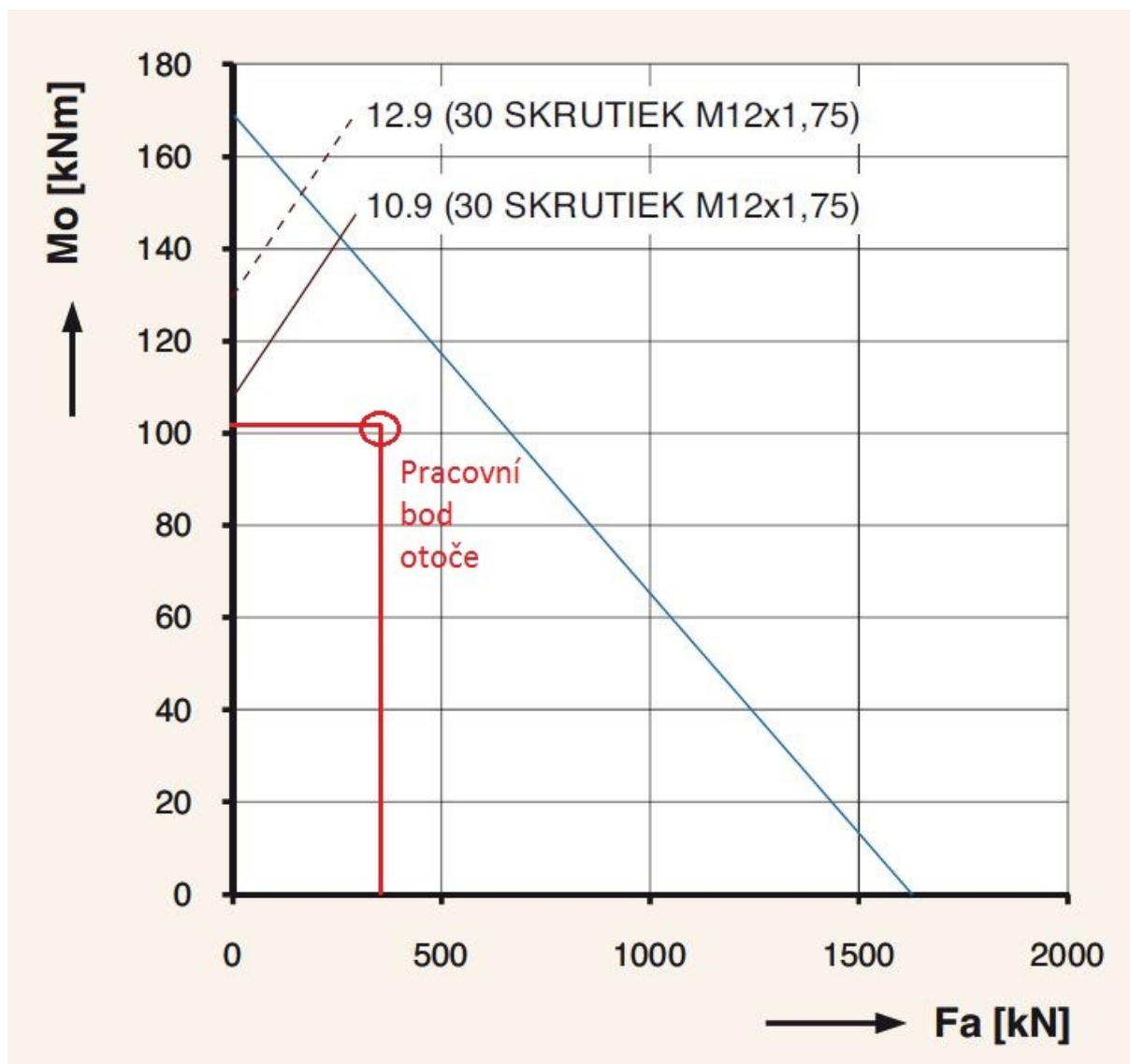


DIAGRAM 1 : VOLBA LOŽISKA OTOČE

Zatěžovací křivky diagramu jsou vyhotoveny pro součinitel statické bezpečnosti $s_0 = 1$, proto volím:

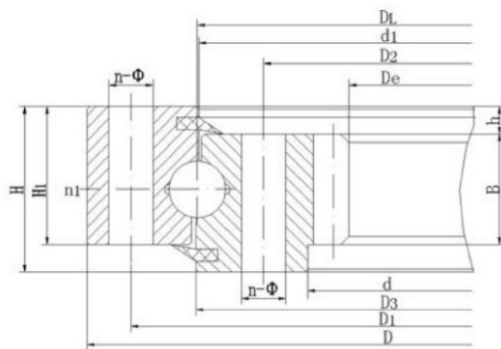
Jednořadé ložisko pro otoče se čtyřbodovým kontaktem a vnitřním ozubením Typ 013/014 od firmy ZLK bearings [2]

Toto ložisko nenese velkou hmotnou zátěž, jak je to např. u otočí klasických rypadel nebo jeřábů, nese tíhu samotného ramene stroje a dynamické účinky od práce bouracího kladiva, proto je pro stroj vhodné ložisko jednořadé kuličkové. Další výhodou je jeho nižší velikost a hmotnost, jednoduchost konstrukce a tedy i příznivější cena.

TABULKA 2: ROZMĚRY A OZNAČENÍ VYBRANÉHO LOŽISKA OTOČE

Označení:		Rozměry sestavení			Montážní rozměry			
013.30.315		D	d	H	D ₁	D ₂	2	Ø
		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]
		602	398	80	566	434	20	18

Rozměry struktury					Údaje o ozubení					Tangenciální zatížení zubů		Hmotnost
n _i	D ₃	d ₁	H ₁	h	b	X	m	Z	D _e	Normalizing Z	Tempering T	
[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[10 ⁴ N]	[10 ⁴ N]	[kg]
4	501	498	70	10	60	+0,5	5	74	367	3,7	5,2	85



OBR. 20: ROZMĚROVÝ NÁČRT LOŽISKA OTOČE ZLK

Ložisko pro otoč je opatřeno na obou věncích po 20 dírách průměru 18mm, jako spojovací materiál tedy použiji šrouby M16 s pružnou podložkou a maticí. Jako spojovací materiál volím tedy:

16ks ŠROUB M16-100 ČSN EN ISO 4014 - 8.8

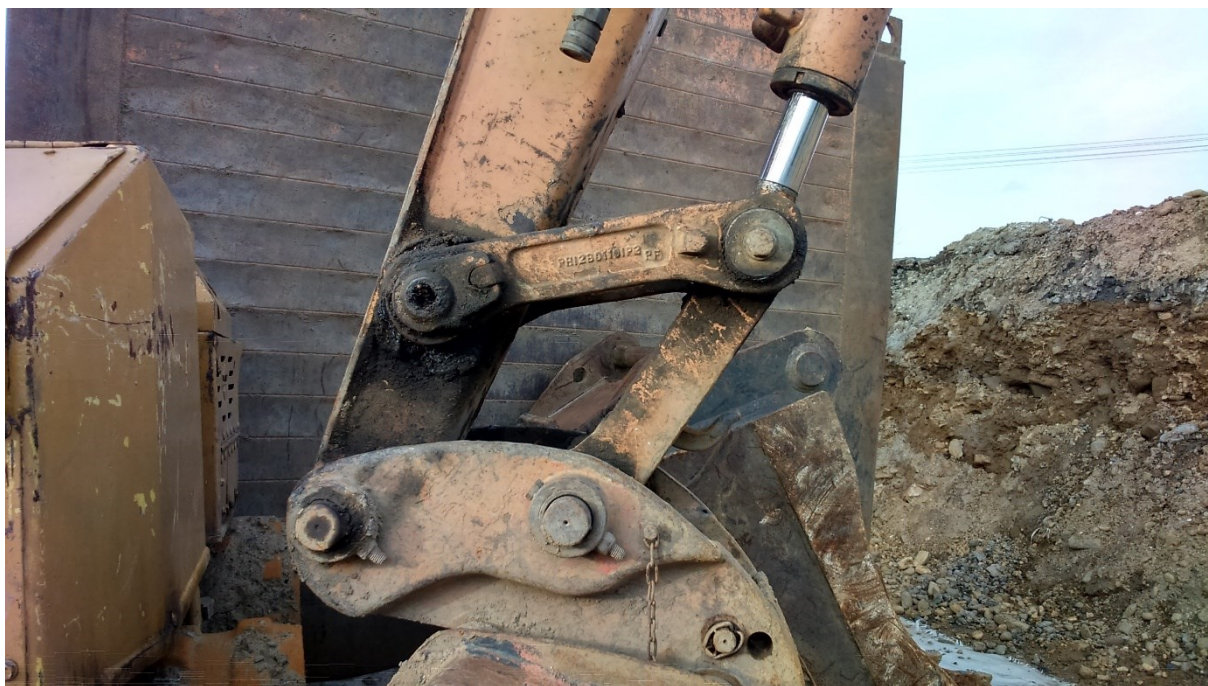
16ks PRUŽNÁ PODLOŽKA 16 ČSN 02 1740-Ocel

16ks MATICE M16x1,5 ČSN EN ISO 4032 – 8

4.4 Čepy a jejich uložení - aretace

Spojení mechanismů u rypadel umožňují čepy uložené s vůlí a mazané. Nejčastěji se čepy zajišťují pomocí následujících způsobů:

- do trubky pomocí šroubu skrz
- z jedné strany tvarově zajištěné a z druhé strany velkou podložkou se šroubem v ose čepu
- pomocí vnějších hřídelových spojek (Segerových kroužků)



OBR. 21: UCHYCENÍ MECHANISMU OTÁČENÍ LOPATY MINIRYPADLA POMOCÍ ČEPŮ

4.4.1 Uložení čepů do trubky s příčným zajišťovacím šroubem

Prvním nejjednodušším řešením je hladký čep na jednom konci s dírou skrz. Vkládá se do konstrukce, která je na jedné straně opatřena nákrůžkem rovněž s dírou skrz. Spoj je zajištěn klasickým šroubem s maticí (obr. 21: Uchycení nosiče lopaty – spodní dva čepy na obrázku). Toto zajištění také zamezuje pootáčení čepu.

4.4.2 Uložení čepů pomocí tvarové hlavy, zajištěn podložkou

Dalším řešením jsou čepy se speciální oválnou hlavou a drážkou, které se vkládají do výstupku na spojované konstrukci a zamezují tak pootáčení. Na protější straně je čep osově zajištěn podložkou většího průměru než průměr spoje a šroubem zašroubovaným v ose čepu. Na obr. 21 jsou takto uchycená vahadla mechanismu – první ze strany oválné hlavy a druhý ze strany zajištění podložkou a šroubem v ose spoje.

4.4.3 Uložení čepů pomocí hřídelových kroužků

První dvě řešení se používají u spojů, které se při práci pootáčejí. Dalším řešením je uchycení pomocí vnějších hřídelových kroužků. Používá se zde hladký čep s drážkami pro kroužky. Uložení nevyžaduje žádné tvarové změny na konstrukci rypadla, ale nezamezuje pootáčení čepu. Proto se používá pouze pro uložení spojení výložníků (obr. 22), nebo aretačních pacek (obr. 23), které se pohybují pouze v jedné ose.



OB. 22 A 23: ULOŽENÍ ARETAČNÍ PACKY RYPADLONAKLADAČE (VLEVO) A VÝLOŽNÍKU RYPADLONAKLADAČE (VPRAVO)

Čepy se ukládají s vůlí H7/f6 a jsou pravidelně mazány plastickým mazivem (vazelinou)-přes maznice, kterými je mechanismus opatřen. Průměr čepů v uložení hydraulických válců vychází od jejich průměrů děr. Při uchycení části ramen pomocí čepů je nutné přihlížet na značné dynamické účinky od vibrací a cyklického namáhání mechanismu.

Materiál čepů se zde volí uhlíková ocel E295, ne příliš tvrdá a kvalitní, aby se velikostně zajistila tuhost celé konstrukce a vyšel dobrý poměr s cenou.

4.5 Výsuvný výložník

U rypadel se výsuvné výložníky objevují spíše u strojů bez otoče a rypadlonakladačů a vedou ke zvětšení záběru na jeden pracovní cyklus. Rypadlonakladače musí kvůli rozsahu, oproti strojům s otočí, popojíždět znatelně častěji a při každém tomto cyklu provést stabilizaci spuštěním radlice vepředu a obou aretačních pacek vzadu. Výsuvný výložník je ukládán dovnitř příslušné části ramene. Jeho profil je stejný, pouze menší jako profil příslušné části ramene, čímž je rovněž veden a umožňuje pohyb pouze v jedné ose – výsuv výložníku, který je realizován přímočarým hydraulickým motorem. Tento je ukládán na čepy dovnitř výložníku. Pro lepší vedení a zajištění menšího tření při vysouvání je příslušná část ramene opatřena aretovatelnými kluznými deskami (obr. 24), které jsou v přímém kontaktu s kluznými plochami výložníku. Kluzné plochy výložníku jsou mazány plastickým mazivem ručně při vysunutém

výložníku pro zmenšení tření kluzných ploch a zamezení hlučnosti a nepříjemných zvuků při vysouvání a zasouvání.



OBR. 24: KLUZNÉ DESKY UCHYCENÉ ŠROUBY PRO VEDENÍ VÝLOŽNÍKU

4.6 Řešení výkyvu ramene

Rameno stroje je na otoči umístěno výkyvně v rozsahu úhlů -30° pod a $+40^\circ$ nad vodorovnou osu stroje. Toto je realizováno vhodně zvoleným přímočarým hydraulickým motorem a přichyceno ke konstrukci ve vhodných místech. Z důvodu kompaktnosti stroje při pohybu ve stísněných prostorách je samotné rameno uchyceno v dolní části a píst pro jeho pohyb v horní části otoče. Tímto rovněž docílíme přesunutím těžiště stroje níže, což celkově přispívá k obratnosti při manipulaci stroje. Z modelu je patrné, že stroj zvolený rozsah výkyvu splňuje, a je možné jej ještě zvětšit, protože píst v těchto polohách ještě nedosahuje koncových poloh svého rozsahu.

4.7 Volba hydraulického kladiva:

Nejdůležitějším hydraulickým spotřebičem je samotné bourací kladivo firmy Atlas Copco, k tomuto účelu velikostí i konstrukcí přizpůsobeného.



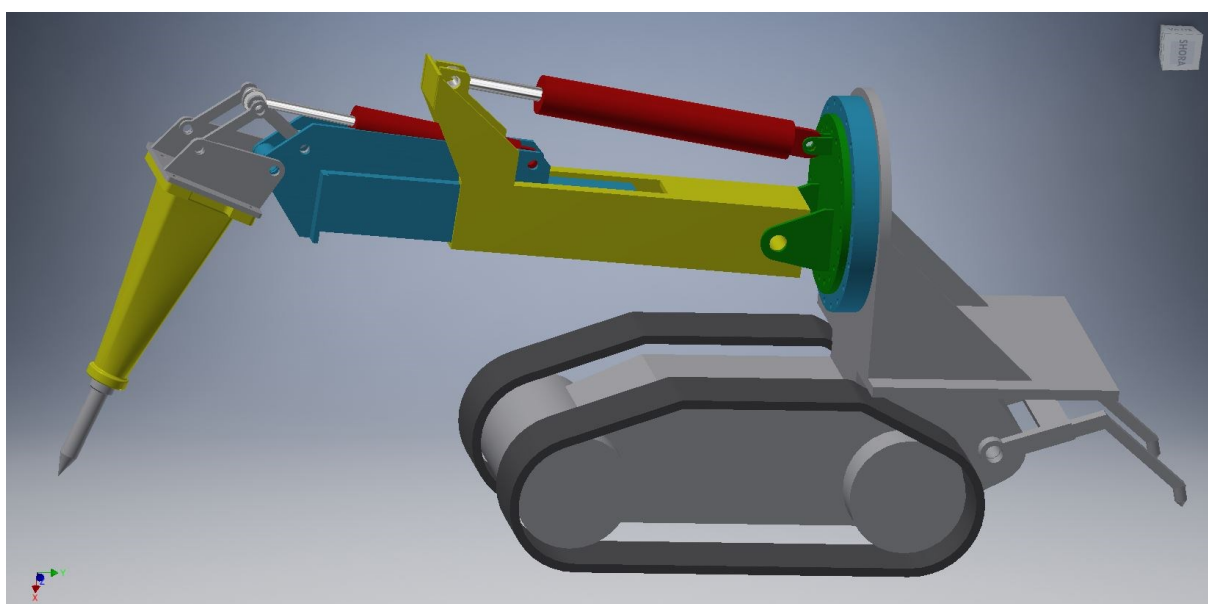
OBR. 25: HYDRAULICKÁ BOURACÍ KLAIVA ATLAS COPCO ŘADY SB [10]

- Největší předností je samotná konstrukce kladiva – jeden celek, bez svorníků, bez vnějších plášťů
- Díky novému rozvodnému ventilu (Krupp technologie), má kladivo výrazně vyšší úderovou frekvenci
- Jednoduchost konstrukce kladiva snižuje provozní náklady
- Kladiva jsou konstruována s nejvyšší energií úderu a díky hydraulickému odpružení, kdy až 80% zpětných rázů jsou akumulovány na následující úder, nedochází k přenosu větších vibrací na rameno nosiče
- Vynikající poměr hmotnosti k výkonu kladiva umožňuje nasadit kladiva na slabší stroje bez obav jejich poškození
- Pojistný ventil ochrání kladivo před případným vyšším tlakem z nosiče
- Otočný systém zadržení nástroje (patent Atlas Copco) zvyšuje životnost pouzder a klínů pro zadržení nástroje
- Kladiva jsou konstruována pro všechny polohy rozbíjení

TABULKA 3: TECHNICKÉ ÚDAJE HYDRAULICKÉHO SBÍJECÍHO KLDIVA:

Třída hmotnosti podvozku	1.9 - 4.5 t
Provozní hmotnost**	140 kg
Průtok oleje	25 - 45 l/min
Provozní tlak	100 - 150 bar
Frekvence úderů	850 - 1900 blows/min
Průměr pracovního nástroje	50 mm
Pracovní délka nástroje	250 mm
Max. hydraulický příkon	11 kW
Garantovaná úroveň hlučnosti	114 dB(A)
Úroveň akustického tlaku ($r = 10\text{ m}$)***	85 dB(A)

5 Kinematické schéma ramene bouracího stroje



OBR. 26: PRVOTNÍ 3D MODEL STROJE PRO TECHNICKÉ VÝPOČTY

Pro volbu hydraulických komponentů a dalšího osazení bylo nutné sestavit kinematické schéma stroje. Pro tento účel jsem sestavil hrubý model stroje, kde vymezení požadovaných hodnot jsem provedl podle těchto základních parametrů stroje:

5.1 Základní technické parametry stroje

Základní parametry stroje

Předpokládaná hmotnost stroje:	4 000 kg,
Max. šířka stroje:	1 000 mm,
Max. výška stroje:	1 400 mm,
Max. šířka podvozku stroje:	880 mm,

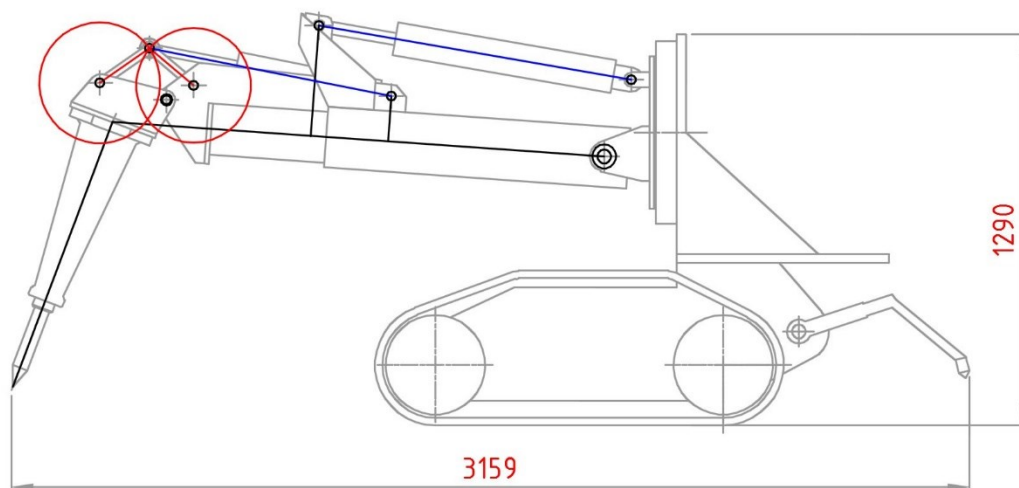
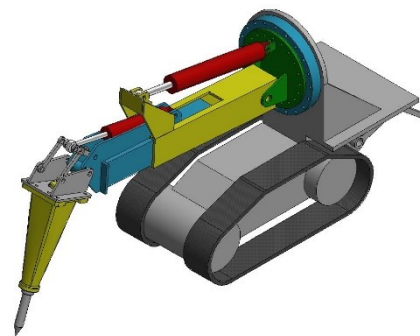
Pracovní rameno:

Rozsah otáčení prac. ramene:	368 ° (8° přetočení),
Rychlost otáčení prac. ramene:	0,6 rad/s,
Max. výkyv pracovního ramene od vodorovné osy:	(- 30 ÷ + 40) °,
Rychlost kývání ramene:	(0,15 ÷ 0,2) rad/s,
Max. vysunutí prac. ramene:	500 mm,
Rychlost výsuvu pracovního ramene:	(0,1 ÷ 0,2) m/s,
Max. výkyv pracovního kladiva:	(120 ÷ 130)°,
Rychlost kývání kladiva:	(0,9 ÷ 1,2) rad/s.

Hydraulické bourací kladivo (typ bude upřesněn):

Max. délka bouracího ramene vč. nástroje:	cca 1 100 mm,
Počet úderů (kadence):	(600 ÷ 1100) min ⁻¹ ,
Energie úderu:	(160 ÷ 180) J,
Průměr nástroje:	(40 ÷ 50) mm.

Z hmotnosti celého ramene, načteného z Autodesk Inventor jsem nyní mohl zvolit hydraulický válec zdvihu ramene:



OBR. 27: SCHÉMA STROJE V OBEČNÉ POLOZE Z JEHO OBRYSY (S 3D POHLEDEM VPRAVO NAHOŘE)

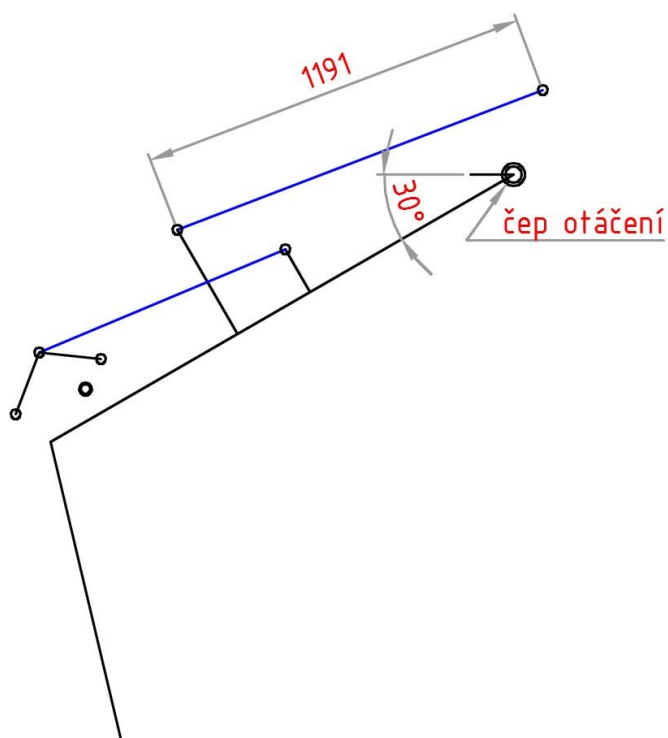


SCHÉMA 1: RAMENO V POLOZE -30° POD VODOROVNOU OSOU PRO SBÍJENÍ POD SEBOU

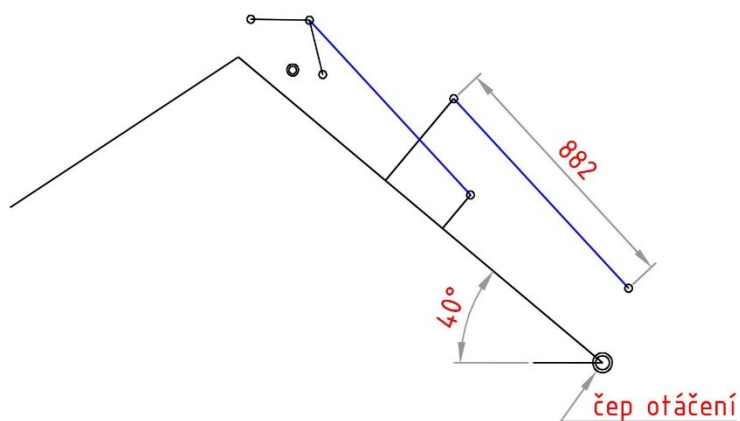


SCHÉMA 2: RAMENO V MAXIMÁLNĚ ZVEDNUTÉ POLOZE $+40^\circ$ NAD VODOROVNOU OSOU

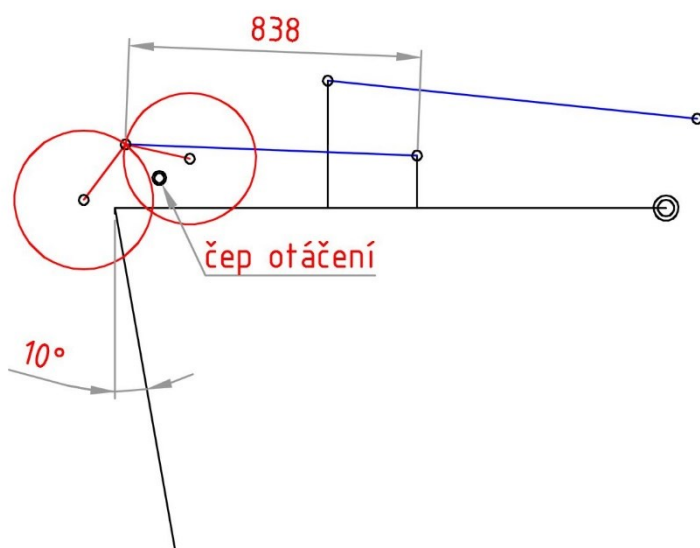
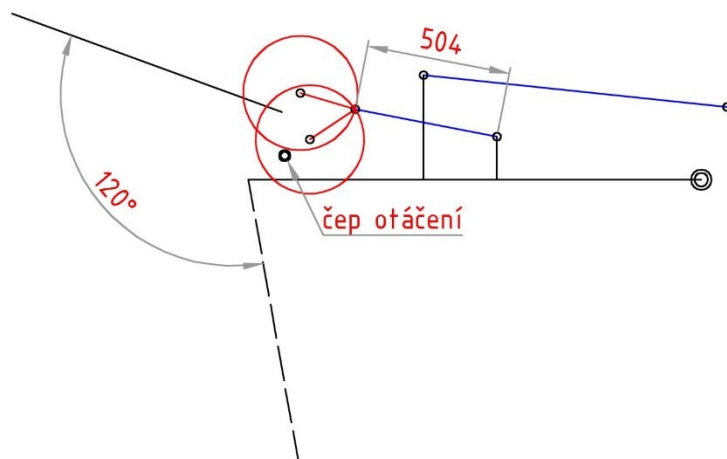


SCHÉMA 3: KLADIVO V MAXIMÁLNĚ SKLOPENÉ POLOZE POD PŘEDNÍ NÁPRAVOU (PŘI RAMENI VE VODOROVNÉ POLOZE)



SCHEMA 4: KLADIVO V POLOZE VYTAŽENÉ MAXIMÁLNĚ NAD STROJ

Tato kinematická schémata mě vedla k volbě délky zdvihů jednotlivých hydraulických válců.

6 Princip volby hydraulických válců stroje

Pomocí výše uvedených kinematických schémat jsem určil délku zdvihu (výsuvu) hydraulických válců.

Samotné hydraulické válce nyní zvolím v závislosti na:

- síle zdvihu
- systémovém tlaku
- požadované rychlosti zasouvání a vysouvání
- tvarová konstrukční omezení
- požadovaná délka válce v zasunutém stavu pístu

Výpočty hydraulických válců jsou provedeny s indexy 1 (válec ramene) a 2 (válec nástroje)

Volba rychlosti hydraulického válce

Rychlost hydraulického válce je dána jeho objemem a rychlostí, jakou tento objem dokážeme naplnit, tedy výkonem hydraulického čerpadla, za předpokladu, že není žádný jiný činný výstup z daného hydraulického čerpadla, tedy že veškerá náplň je v daný okamžik hnána právě do našeho válce.

Objem hydraulického válce

$$V_1 = \pi \cdot r_1^2 \cdot v_1 \quad (6.1)$$

Kde:

r = vnitřní poloměr válce [mm]

v = vnitřní výška válce [mm] - neboli délka tahu (zdvih)

Chceme-li znát objem v litrech, pak zadáváme rozměry v jednotkách dm.

Když tedy budeme mít hydraulický válec o vnitřním průměru 50 mm a délce tahu 500 mm, tak budeme muset naplnit 0,98 l oleje, abychom válec z plného zatažení úplně vytáhli. A nyní musíme vše propočítat s výkonem čerpadla, protože zadáváme míry v jednotkách mm, takže vše musíme přepočítat na dm/litry. Celý vzorec tedy bude vypadat následovně:

Čas vysouvání válce

$$t_{v1} = v_1 \cdot r_1^2 \cdot \pi \cdot \frac{6}{l \cdot 100\,000} \quad (6.2)$$

Kde:

l = průtok čerpadla [l/min]

Průtok čerpadla je potřeba zadávat skutečný v daném systému. Průtok každého čerpadla se mění v závislosti na otáčkách.

Pro zasunutí je z objemu válce potřeba odečíst objem pístnice a vzorec tedy bude vypadat následovně:

Čas zasouvání válce:

$$t_{z1} = v_1 \cdot (r_{p1}^2 - r_1^2) \cdot \pi \cdot \frac{6}{l \cdot 100\,000} \quad (6.3)$$

Kde:

r_p - poloměr pístnice [mm]

Výpočet síly hydraulického válce

Síla hydraulického válce vychází ze dvou základních veličin. Základním prvkem je tlak sestavy, který bude působit na plochu pístu ve válci. Druhým z prvků je plocha, na kterou bude tento tlak působit. Tedy v případě vysouvání hydraulického válce, se jedná o plochu pístu a v případě zasouvání, je tato plocha zmenšena o plochu, kterou zabírá pístní tyč.

Výsuv hydraulického válce:

$$F_{v1} = r_1^2 \cdot 0,1 \cdot \pi \cdot p \quad (6.4)$$

Zasouvání hydraulického válce:

$$F_{z1} = (r_1^2 - r_{p1}^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot p \quad (6.5)$$

Kde:

r - poloměr válce [mm]

r_p - poloměr pístní tyče [mm]

p - systémový tlak [bar]

6.1 Určení minimálních sil vyvozených hydraulickými komponenty

Hydraulické válce musí bez problémů manipulovat s ramenem stroje, tzn. překonat jeho tíhu, která bude následně povýšena s přihlédnutím na nepříznivé vlivy prostředí práce, popř. možnost přizvednutí a drobné manipulace stroje pomocí ramene.

Hmotnost samotného ramena s písty a všemi komponenty: 450kg

Hmotnost hydraulického kladiva: 140kg

6.1.1 Volba síly hydraulického válce zdvihu ramene:

- Rameno jsem umístil do jeho nejnevýhodnější polohy:
 - Vodorovná poloha ramene i sbíjecího kladiva
 - Maximálně vysunutý výložník

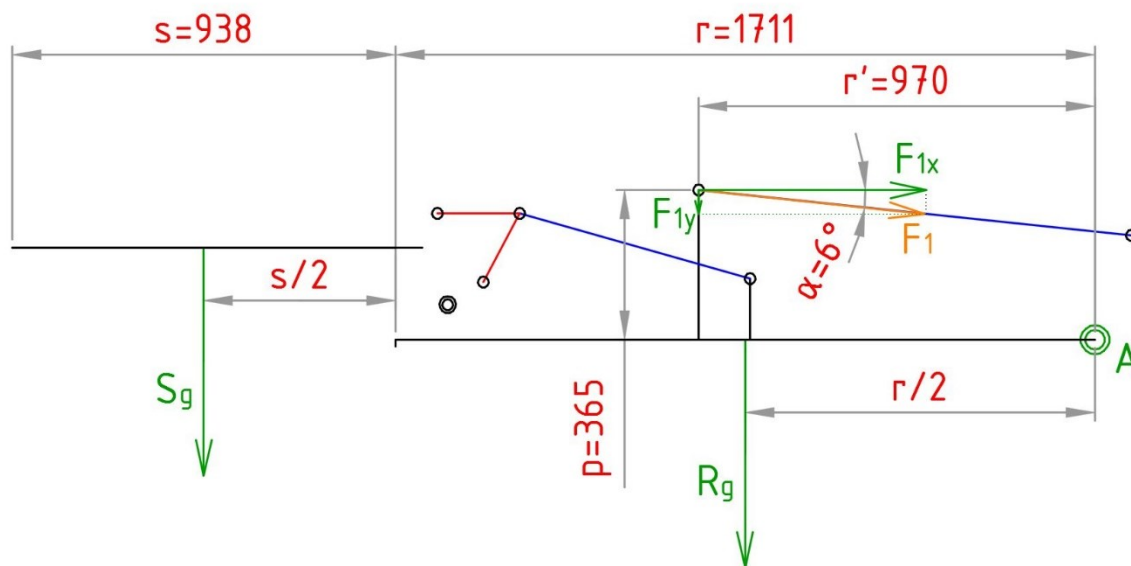


SCHÉMA 5: ROZBOR ZATĚŽUJÍCÍCH SIL HYDRAULICKÉHO VÁLCE RAMENE

Z momentové podmínky k bodu otáčení ramene A:

$$\sum M_A = 0 \quad (6.6)$$

$$S_g \cdot \left(r + \frac{s}{2}\right) + R_g \cdot \left(\frac{r}{2}\right) + F_{1y} \cdot r' - F_{1x} \cdot p = 0 \quad (6.7)$$

Kde:

$$S_g = m_s \cdot g \quad (6.8)$$

$$R_g = m_r \cdot g \quad (6.9)$$

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (6.10)$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin(\alpha) \quad (6.11)$$

Takže:

$$m_s \cdot g \left(r + \frac{s}{2} \right) + m_r \cdot g \cdot \left(\frac{r}{2} \right) + F_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot r' - F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot p = 0 \quad (6.12)$$

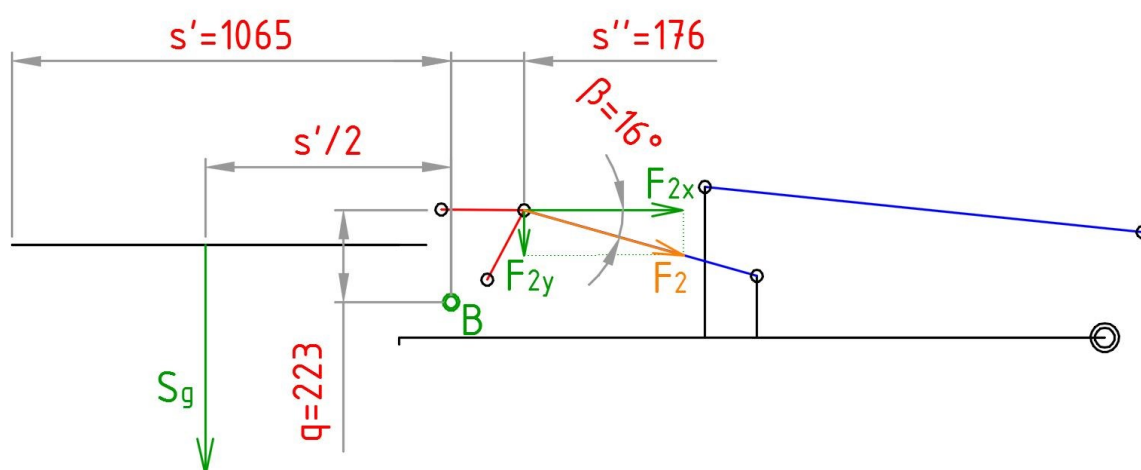
Potom:

$$F_1 = \frac{m_s \cdot g \cdot \left(r + \frac{s}{2} \right) + m_r \cdot g \cdot \left(\frac{r}{2} \right)}{\cos(\alpha) \cdot p - \sin(\alpha) \cdot r'} \quad (6.13)$$

$$F_1 = \frac{140 \cdot 9,81 \cdot \left(1711 \cdot \frac{938}{2} \right) + 450 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{1711}{2} \right)}{\cos(6) \cdot 350 - \sin(6) \cdot 350}$$

$$F_1 = 20842,44 \text{ N}$$

6.1.2 Volba síly hydraulického válce naklápění sbíjecího kladiva



SCHEMA 6: ROZBOR ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY A REAKCÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE NAKLÁPĚNÍ HYDRAULICKÉHO KLAĐIVA

Z momentové podmínky vzhledem k bodu otáčení - kloubu B

$$\sum M_B = 0 \quad (6.14)$$

$$S_g \cdot \frac{s'}{2} - F_{2y} \cdot s'' - F_{2x} \cdot q = 0 \quad (6.15)$$

Kde:

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos(\beta) \quad (6.16)$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin(\beta) \quad (6.17)$$

Takže:

$$m_s \cdot g \cdot \frac{s'}{2} - F_2 \cdot \sin(\beta) \cdot s'' - F_2 \cdot \cos(\beta) \cdot q = 0 \quad (6.18)$$

Potom:

$$F_2 = \frac{m_s \cdot g \cdot \frac{s'}{2}}{\sin(\beta) \cdot s'' + \cos(\beta) \cdot q} \quad (6.19)$$

$$F_2 = \frac{140 \cdot 9081 \cdot \frac{1065}{2}}{\sin(16) \cdot 176 + \cos(16) \cdot 223}$$

$$F_2 = 2782,1N$$

7 Výpočet konkrétních hydraulických válců

7.1 Volba zdvihu ramene:

- Tento válec má podle výše definovaných parametrů splnit:

Dosáhnout rychlosti $\omega_1 = 0,15$ až $0,2$ rad/s při natočení o 70°

Jeho činná délka je $(1191 - 882 = 309)mm$

Přepočet stupňů na radiány:

$$\varphi_1 = 70^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 1,22rad \quad (7.1)$$

Výpočet času zasouvání válce:

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} = \frac{1,22}{0,2} = 6,1s \quad (7.2)$$

Takže tento válec se musí zasunout/vysunout za $6,1s$

Volím:

- vnitřní poloměr válce $r = 40mm$
- poloměr pístní tyče $r_p = 22,5mm$

Objem hydraulického válce:

$$V_1 = \pi \cdot r_1^2 \cdot v_1 = \pi \cdot 40^2 \cdot 301 = 1,51 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1,51 \text{ dm}^3 \quad (7.3)$$

Z času zasouvání válce (zdvihání ramene) určím požadovaný průtok čerpadla:

$$t_{z1} = v_1 \cdot (r_{p1}^2 - r_1^2) \cdot \pi \cdot \frac{6}{l_1 \cdot 100\,000} \quad (7.4)$$

Pak:

$$l = \frac{v_1 \cdot (r^2 - r_{p1}^2) \cdot \pi \cdot 6}{100\,000 \cdot t_{z1}} = \frac{301 \cdot (40^2 - 22,5^2) \cdot \pi \cdot 6}{100\,000 \cdot 6,1} \quad (7.5)$$

$$l_1 = 10,17 \text{ l/min}$$

7.2 Kontrola síly hydraulického válce zdvihu ramene:

- tato síla musí být větší než síla od tíhy ramene F_1 z vypočteného schématu

$$F_{z1} = (r_1^2 - r_{p1}^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot p = (25^2 - 14^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 100 \quad (7.6)$$

$$F_{z1} = 34\,361,2 \text{ N} < F_1 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.7)$$

Nyní můžu zvolit válec podle jeho celkové délky tj. 1190mm

Volím hydraulický válec od Firmy Bosh Rexroth:

CDL2MP5/80/45/320D1X/B11CFUMWY LY = 595 mm

7.3 Volba výkyvu hydraulického kladiva:

- Tento válec má podle výše definovaných parametrů splnit:

Dosáhnout rychlosti kývání kladiva 0,9 až 1,2 rad/s při natočení 120 až 130°

Jeho činná délka je $(838 - 504 = 334) \text{ mm}$

Přepočet stupňů na radiány:

$$\varphi_2 = 125^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 2,18 \text{ rad} \quad (7.8)$$

Výpočet času zasouvání válce:

$$t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_2} = \frac{2,18}{1,1} = 2 \text{ s} \quad (7.9)$$

Takže tento válec se musí zasunout/vysunout za 2s

Volím:

- vnitřní poloměr válce $r = 25 \text{ mm}$
- poloměr pístní tyče $r_p = \text{mm}$

Objem hydraulického válce:

$$V_2 = \pi \cdot r_2^2 \cdot v_2 = \pi \cdot 25^2 \cdot 301 = 1,67 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1,67 \text{ dm}^3 \quad (7.10)$$

Z času zasouvání válce (zdvihání kladiva) určím požadovaný průtok čerpadla:

$$t_{z2} = v_2 \cdot (r_{p2}^2 - r_2^2) \cdot \pi \cdot \frac{6}{l_2 \cdot 100\,000} \quad (7.11)$$

Pak:

$$l_2 = \frac{v_1 \cdot (r_2^2 - r_{p2}^2) \cdot \pi \cdot 6}{100\,000 \cdot t_{z2}} = \frac{334 \cdot (25^2 - 14^2) \cdot \pi \cdot 6}{100\,000 \cdot 6,1} \quad (7.12)$$

$$l_2 = 13,5 \text{ l/min}$$

7.4 Kontrola síly hydraulického válce kývání kladiva:

- tato síla musí být větší než síla od tíhy kladiva F_2 z vypočteného schématu

$$F_{z2} = (r_2^2 - r_{p2}^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot p = (25^2 - 14^2) \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 100 \quad (7.13)$$

$$F_{z2} = 13\,477 \text{ N} < F_2 \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.14)$$

Nyní můžu zvolit válec podle jeho celkové délky tj. 838mm

Volím hydraulický válec od Firmy Bosh Rexroth:

CDL2MP5/50/28/340D1X/B11CFUMWY LY = 310 mm

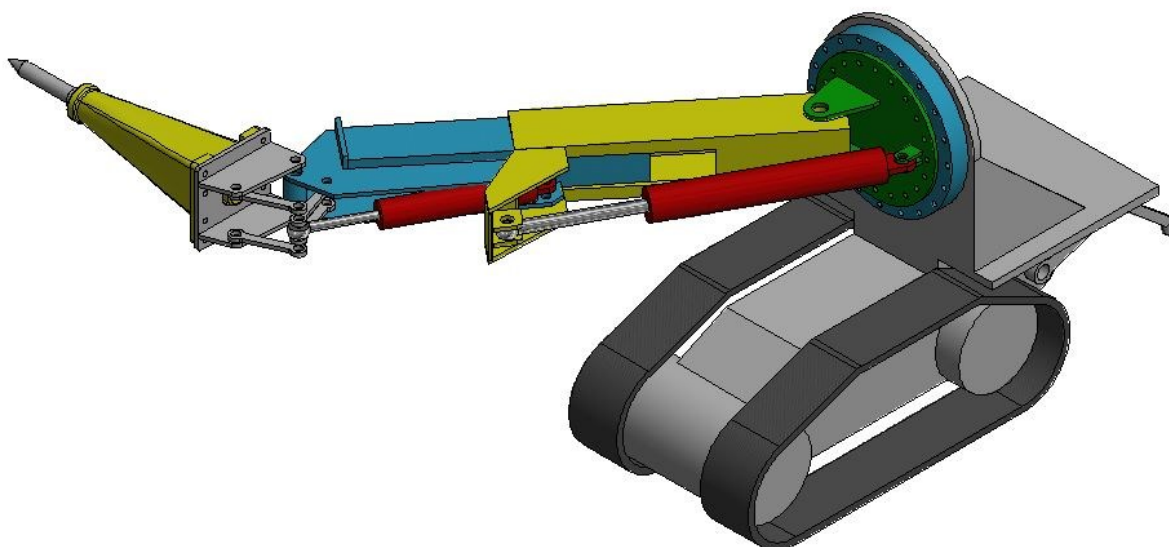
7.5 Výčet zvolených hydraulických válců v tabulce

Popis	Válec zdvihu ramene	Válec výkyvu kladiva
Název	CDL2MP5/80/45/320D1X/B11CFUMWY	CDL2MP5/50/28/340D1X/B11CFUMWY
Vnitřní průměr válce	80mm	50mm
Průměr pístu	45mm	28mm
Délka zdvihu	320mm	340mm
Délka zasunutéh o válce	870mm	500mm
Celková délka válce	1190mm	840mm
Montování	L2 (Naklápěcí vidlice na víčku)	L2 (Naklápěcí vidlice na víčku)
Typ válce	CD (jednopístový)	CD (jednopístový)



OBR. 28: HYDRAULICKÝ VÁLEC CDL2 FIRMY BOSH REXROTH [1]

8 Návrh pohonu otoče ramene



OBR. 29: RAMENO V NEJNEVÝHODNĚJŠÍ POLOZE VZHLEDEM K NAMÁHÁNÍ PASTORKU OTOČE

Pohyb otoče ramene bude realizován přes pastorek hydromotoru na vnitřní ozubený věnec ložiska otoče. Otáčivý moment tedy mohu převést na síly, a to v nejnepříznivějším rozložení ramene:

- Maximální vyložení výložníku
- Rameno otočeno o 90° vzhledem k jeho podélné ose
- Hydraulický válec maximálně vysunut – rameno spuštěno do -30° od jeho vodorovné polohy
- Sbíjecí kladivo otočeno o 90° vzhledem k podélné ose stroje

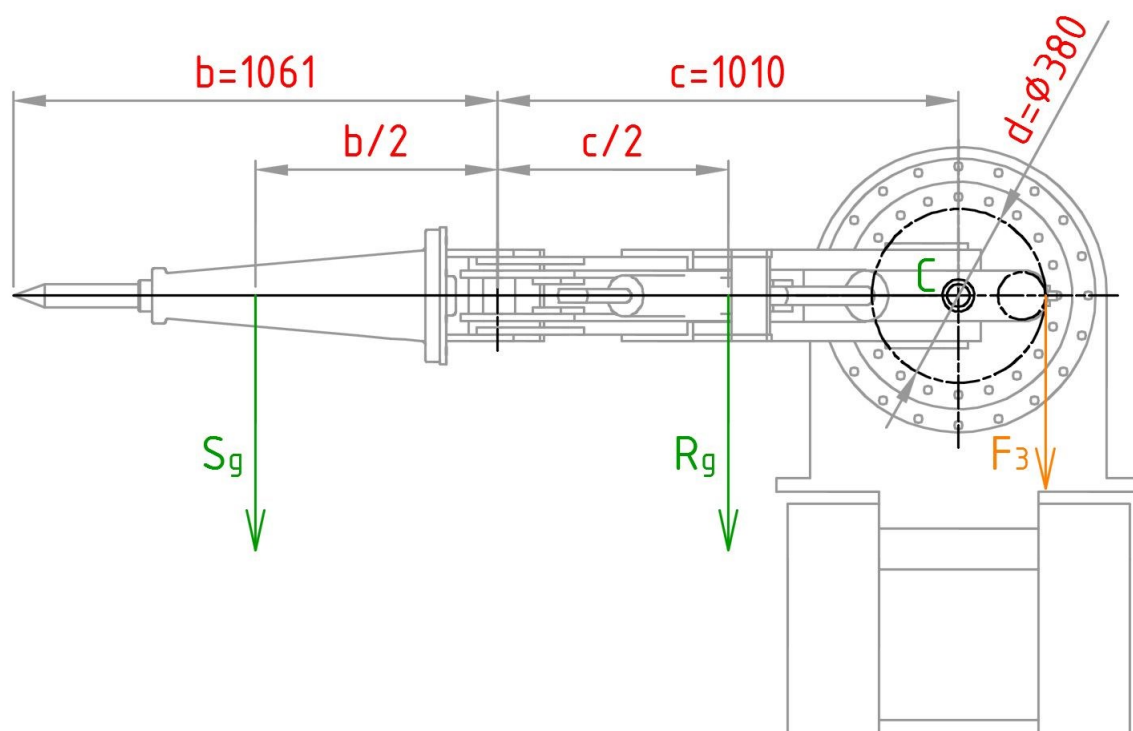


SCHÉMA 7: ROZBOR SIL A REAKCE VZTAŽENÉ K PASTORKU OTOČE RAMENE

Z momentové podmínky vzhledem k bodu C:

$$\sum M_C = 0 \quad (8.1)$$

$$S_g \cdot \left(c + \frac{b}{2}\right) + R_g \cdot \frac{c}{2} - F_3 \cdot \frac{d}{2} = 0 \quad (8.2)$$

Takže:

$$m_s \cdot g \cdot \left(c + \frac{b}{2}\right) + m_r \cdot g \cdot \frac{c}{2} - F_3 \cdot \frac{d}{2} = 0 \quad (8.3)$$

Potom:

$$F_3 = \frac{2 \cdot m_s \cdot g \cdot \left(c + \frac{b}{2}\right) + 2 \cdot m_r \cdot g \cdot \frac{c}{2}}{d} \quad (8.4)$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 9,81 \cdot \left(1010 + \frac{1061}{2}\right) + 2 \cdot 450 \cdot 9,81 \cdot \frac{1010}{2}}{380}$$

$$F_3 = 22868,66N$$

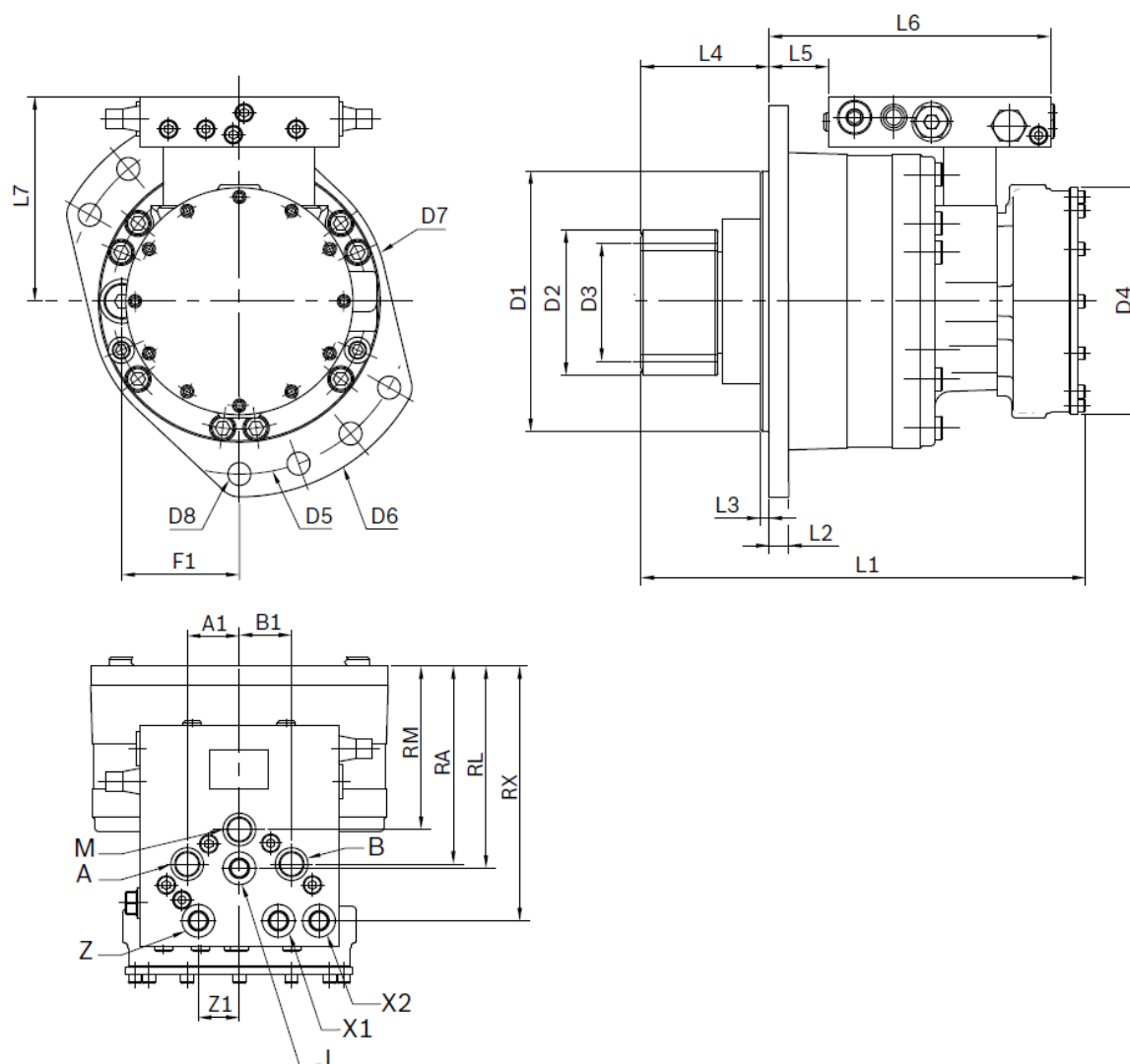
8.1 Volba hydromotoru

Volím pístový radiální motor pro pohon otoče MCR3X



OBR. 30: 3D MODEL PÍSTOVÉHO RADIÁLNÍHO MOTORU PRO POHON OTOČE MCR3X [1]

- Průtok: $V_G=160$ až $820 \text{ cm}^3/\text{ot}$
- Max. tlak: $p_{\text{MAX}}= 300 \text{ bar}$
- Točivý moment až do 4000Nm
- Kompaktní velikost
- Vysoká objemová a mechanická účinnost
- Tichý chod při nízkých otáčkách



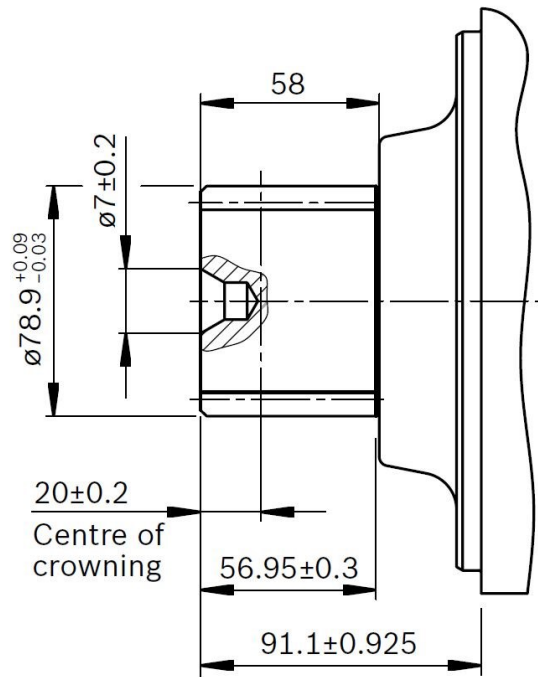
OBR. 31: ROZMĚRY MOTORU PRO OTOČ [1]

TABULKA 4: ROZMĚRY MOTORU PRO OTOČ [MM]

D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	L1	L2	L3
175	79	69	174	220	248	190	17	315	15	8
L4	L5	L6	L7	A1,B1	Z1	F1	RM	RA	RL	RX
17	15	191	132	29,5	31,5	72	94	132	123,4	171

Údaje o ozubení:

Firma Bosh Rexroth má pro tyto hydromotory k dispozici 3 provedení ozubených pastorků. Podle otočte ZLK tedy volím pastorek provedení G79:



OBR. 32: PASTOREK RADIÁLNÍHO PÍSTOVÉHO HYDROMOTORU PRO OTOČE [1]

TABULKA 5: ÚDAJE O OZUBENÍ PASTORKU:

Popis	jednotka	hodnota
Modul zubů	Mm	5
Počet zubů	-	13
Pressure angle-vzcholvý úhel	°	20
Addendum mod. coefficient	-	0,4
Dimensions over pins	mm	81,7±0,09
Pin diameter	mm	10,5
Crowning	mm	0,0762/0,102
Accuracy grade (ISO 1328)	-	8

Převod síly F_3 na točivý moment hydromotoru pak bude:

$$M_k = F_3 \cdot \frac{D_3}{2} \quad (8.5)$$

$$M_k = 22868,66 \cdot \frac{69}{2} \quad (8.6)$$

$$M_k = 788968,77 \text{ Nmm} = 789 \text{ Nm}$$

Tento maximální točivý moment v tomto sestavení vyhovuje, a to již při geometrickém objemu $V_G = 160 \text{ cm}^3/\text{ot}$

9 Volba hydraulického čerpadla

Aby mohly hydraulické válce fungovat současně v požadovaných rychlostech, musí mít čerpadlo geometrický objem l :

$$l = l_1 + l_2 = 10,17 + 13,5 = 23,7 \text{ l/min} = 23,7 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (9.1)$$

Podle tohoto výpočtu je možné zvolit patřičný zdroj tlakové energie. Tento závisí na mnoha parametrech. V zásadě se dělí na regulační, či neregulační hydrogenerátory. Tyto zvolíme podle požadované ceny systému, a od této volby se pak dále odvíjí řízení hydraulického obvodu, které může být:

- Hydraulické ovládaní rozvaděčů
- Pneumatické ovládaní rozvaděčů
- Elektrohydraulické ovládaní rozvaděčů

Pro toto konkrétní využití je možné použít regulační pístové axiální čerpadlo s nakloněným blokem od firmy Bosh Rexroth z řady A7VO:



OBR. 33: REGULAČNÍ PÍSTOVÉ AXIÁLNÍ ČERPADLO S NAKLONĚNÝM BLOKEM BOSH REXRTOH A7VO [1]

10 Kontrolní výpočet ozubení

Zjednodušený kontrolní výpočet platí pro zakrytá čelní a hřebenová soukolí z kovových materiálů, s vnějším i vnitřním evolventním ozubením (zuby přímé, šikmé, dvojité šikmé nebo šípové) a vychází ze základních výpočtových vztahů podle ČSN 014686.

Zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol je určen pro prokázání provozuschopnosti podřadných ozubených převodů, jejichž případný výpadek nezpůsobí podstatnou škodu, a kdy proto není požadována vyšší přesnost výsledků. Zjednodušený kontrolní výpočet tedy nenahrazuje kontrolní výpočet podle ČSN 014686 a s ohledem na použitá zjednodušení je nutno uvažovat vyšší hodnoty součinitelů bezpečnosti S_{Hmin} a S_{Fmin} než při výpočtu podrobnějším a náročnějším. Zjednodušený kontrolní výpočet je třeba

provést jak pro pastorek, tak pro kolo kontrolovaného soukolí a slouží pro ověření provozuschopnosti ozubených kol z hlediska:

- únavy v dotyku
- trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení
- únavy v ohybu
- trvalé deformace či vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, nebo křehkého lomu zubu jednorázovým působením největšího zatížení.

10.1 Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Aby na bocích zubů nedošlo k progresivní tvorbě pittingů, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (10.1)$$

$$\sigma_H = 682,54 \cdot \sqrt{1,85}$$

$$\sigma_H = 908,35 \text{ MPa} \leq 981,53 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (10.2)$$

Ve které:

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (10.3)$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 1,9 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{22868,66}{58 \cdot 78,9} \cdot \frac{5,69+1}{5,69}}$$

$$\sigma_{HO} = 682,54 \text{ MPa}$$

Součinitel přídatných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu} \quad (10.4)$$

$$K_H = 1,4 \cdot 1,1 \cdot 1,2$$

$$K_H = 1,85$$

Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak):

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} \quad (10.5)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1250 \cdot 1,0}{1,3}$$

$$\sigma_{HP} = 961,5 MPa$$

Kde:

$Z_\varepsilon = 190$ - Součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících ozubených kol,

$Z_H = 1,9$ - Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů pro $\alpha_n = 20^\circ$

$Z_e = 0,78$ - Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů

$$F_t = F_3 = 22868,66 N$$

$b_{WH} = 58 mm$ – společná šířka ozubení

$K_A = 1,4$ - součinitel pro vliv vnějších dynamických sil

$K_{H\beta} = 1,1$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2$ – zjednodušený přepočet součinitelů pro dotyk

$\sigma_{Hlim} \approx \sigma_{Hlim}^0 = 1200 MPa$ – mez únavy v dotyku pro konstrukční uhlíkovou cementovanou ocel

$Z_R = 1,0$ – součinitel pro broušené boky zubů

$S_{Hmin} = 1,3$ – nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů

$$u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{74}{13} = 5,69 \text{ - převodový poměr} \quad (10.6)$$

10.2 Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (10.7)$$

Kde hodnoty jednotlivých veličin jsem stanovil takto:

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = F_t \cdot 1,45 = 33159,56 N \quad (10.8)$$

- obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení

$$\sigma_{HPmax} = 3,5 \cdot V_{Hv} = 3,5 \cdot 700 = 2450 MPa \quad (10.9)$$

- přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}

10.3 Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (10.10)$$

$$\sigma_F = \frac{22868,66}{58 \cdot 5,69} \cdot 1,85 \cdot 3,5 \cdot 0,87 \cdot 1 = 390,35 MPa$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \rightarrow VYHOVUJE \quad (10.11)$$

Ve které:

Součinitel přídavných zatížení:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \quad (10.12)$$

$$K_F = 1,4 \cdot 1,1 \cdot 1,2$$

$$K_F = 1,85$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} \quad (10.13)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{720}{1,4}$$

$$\sigma_{FP} = 514,3 MPa$$

Kde:

$Y_{FS} = 3,5$ - součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí

$Y_\beta = 0,87$ – součinitel sklonu zubu

$Y_\epsilon = 1$ - součinitel vlivu záběru profilu

Závěr výpočtu ozubení: Navržené soukolí s přímými zuby vyhovuje. Pokud dojde k havárii ozubení, bude to následkem trhlin v důsledcích pittingu.

11 Výpočet čepů

Čepy, spojující části ramene navrhnu a kontroluji podle následujícího:

11.1 Výpočet průměru čepu d_ϵ z pevnostní podmínky ve smyku

Výpočet na čepy budu provádět v momentě, kdy se stroj bude snažit přemístit pomocí ramene – reakci (sílu F_{MAX}) budu uvažovat jako tíhu celého stroje.

Tedy:

$$\tau_{MAX} = \frac{F_{MAX}}{S} = \frac{m_{ST} \cdot g}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{DOV} \quad (11.1)$$

Takže průměr čepu bude:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{ST} \cdot g}{\tau_{DOV} \cdot \pi}} \quad (11.2)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000 \cdot 9,81}{80 \cdot \pi}}$$

$$d = 24,99mm$$

- Volím minimální průměr čepů $d_\epsilon = 25mm$

Dovolené hodnoty namáhání v ohybu a smyku σ_{Do} , τ_D podle ocelí používaných nejčastěji na osy jsou uvedeny v tabulce:

TABULKA 6: DOVOLENÉ HODNOTY NAMÁHÁNÍ ČEPŮ [4]

Jakost materiálu čepu	$\sigma_{Do} [MPa]$	$\tau_D [MPa]$
S235JR	60 až 90	55 až 75
S275JR	70 až 100	60 až 80
E295	80 až 110	65 až 90
E335	90 až 130	80 až 110

11.2 Kontrola délky čepu z kontroly měrného středního tlaku v uložení

$$p_s = \frac{R_\epsilon}{l_\epsilon \cdot d_\epsilon} \leq p_D \quad (11.3)$$

$$l_\epsilon \geq \frac{R}{d_\epsilon \cdot p_D} \quad (11.4)$$

$$l_{\xi} = \frac{27713,25}{55 \cdot 100} = 5,04 \text{ mm}$$

Hodnoty dovoleného měrného tlaku p_D plynou z provozních zkušeností. Volíme je s ohledem na materiál a relativní pohyb čepu v uložení, v případě nehybného čepu podle tabulky:

TABULKA 7: DOVOLENÝ MĚRNÝ TLAK ČEPU V KYVNÉM ULOŽENÍ []

p_D [MPa]	Materiál čepu a ukládaných ploch mechanismu
100 až 120	Ocel
80 až 100	Ocel na odlitky
60 až 80	Šedá litina

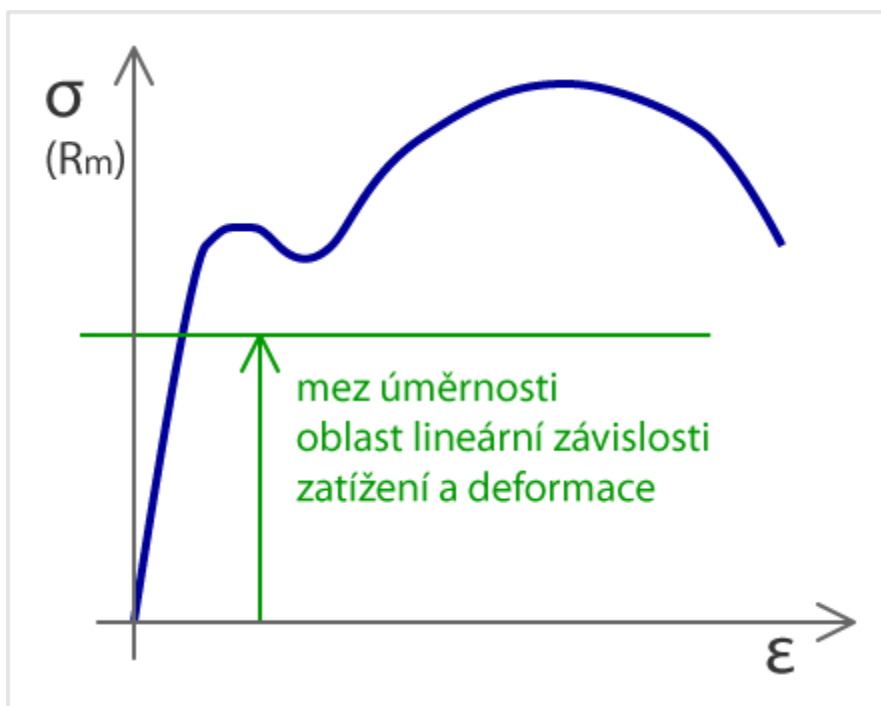
12 MKP výpočet ramene

Hlavní část ramene – jeho rám jsem prověřil pomocí Metody konečných prvků (MKP). Tato metoda se používá v moderním přístupu pevnostního navrhování strojních součástí a spočívá v převedení virtuálního modelu na jednoduché geometrické modely a ty pak na systém rovnic, jejichž výsledky se projevují jako hodnoty napětí či posunutí v daných uzlech geometrických objektů.

Metoda Konečných Prvků se dělí na 3 základní části:

- Preprocessing
 - o Sestavení výpočtového modelu
 - o Zjednodušení modelu podle požadovaného výsledku
 - o Definice okrajových podmínek (materiál, síť, dotyky, vazby)
- Processing
 - o Spuštění řešiče, integrovaného ve 3D software, nebo samostatného specializovaného výpočetního software
- Postprocessing
 - o Vyhodnocení a zobrazování výsledků
 - o Vynesení sond v důležitých místech konstrukce
 - o Upravení barevné škály výsledků pro jejich průkaznost
 - o Posouzení relevantnosti výsledků (obr. 26)

MKP pracuje v lineární oblasti závislosti napětí na deformaci (obr. 26), proto je nutné zhodnotit relevantnost výsledků (při napětí několik desítek až stovky MPa)



OBR. 34: ZPŮSOB A RELEVANTNÍ OBLAST VÝPOČTU METODY MKP V GRAFU ZÁVISLOSTI NAPĚTÍ NA DEFORMACI. [11]

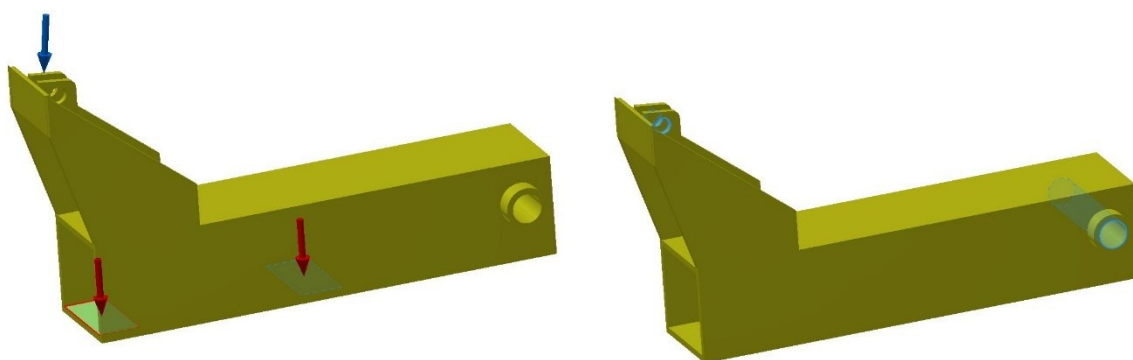
Metodu MKP jsem aplikoval na dva bilancované tvary ramene a to:

- Rameno s hranatým průřezem profilu
- Rameno s kruhovým průřezem profilu

Obě tato provedení mají své výhody i nevýhody, přičemž některé z nich převažují ostatní – tyto jsem v závěru analýzy shrnul do přehledné tabulky.

12.1 Analýza ramene s hranatým průřezem profilu

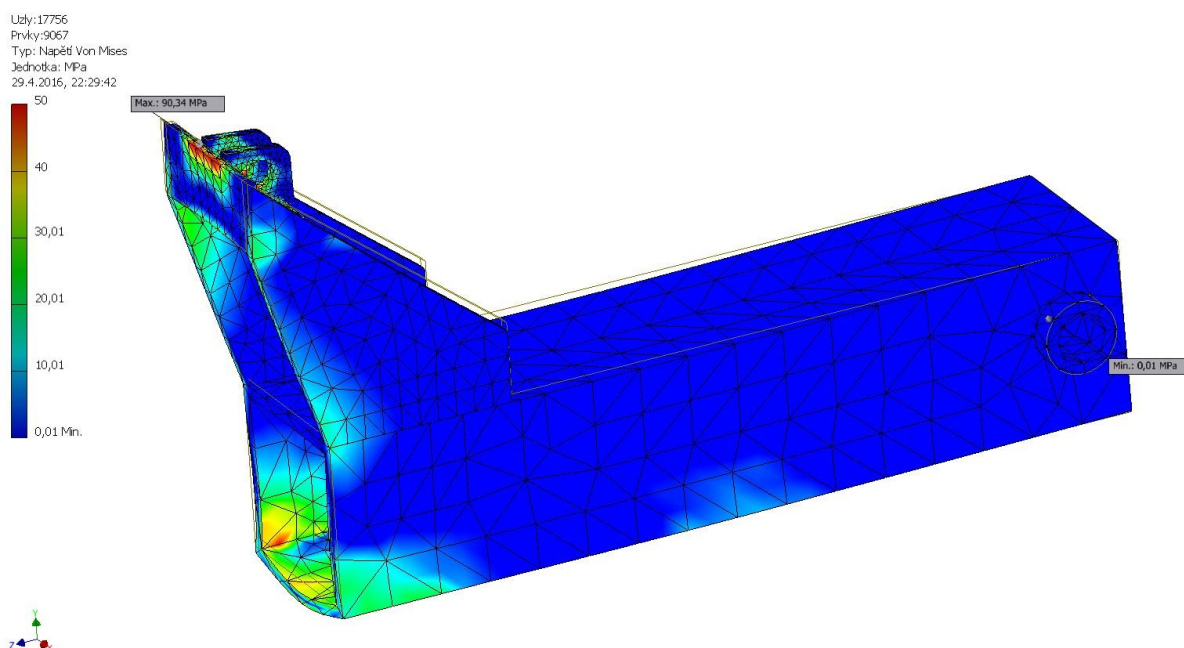
12.1.1 Vstupní podmínky



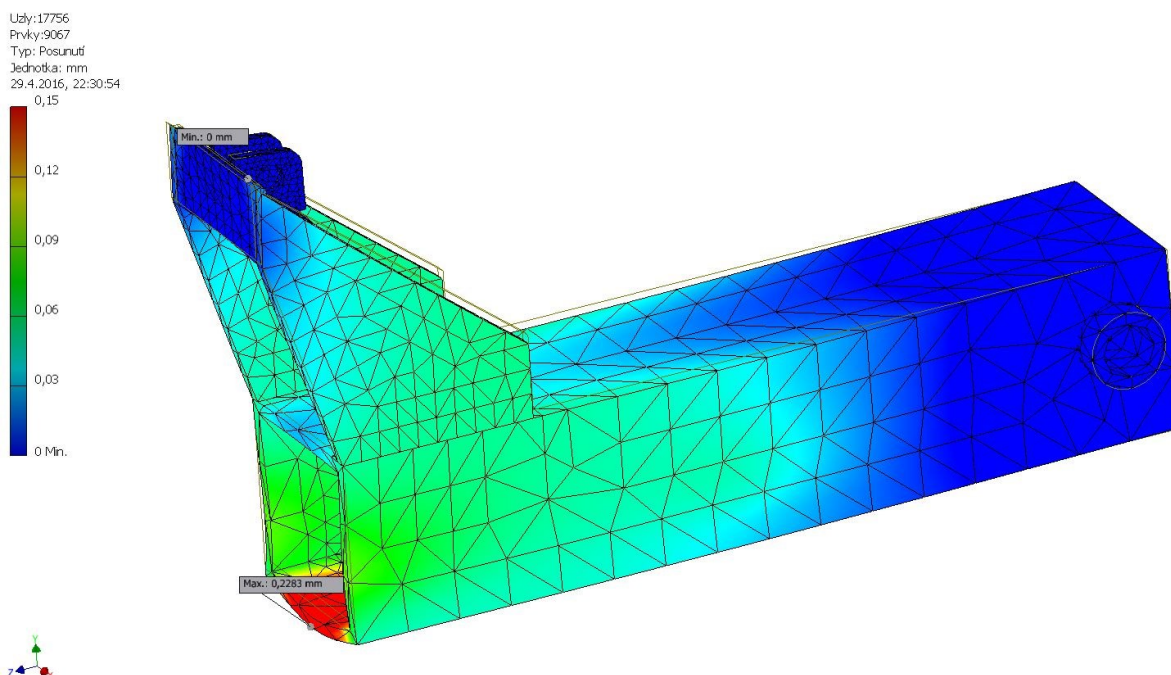
OBR. 35: VLEVO ZATĚŽOVACÍ SÍLY (ČERVENÉ) PŮSOBÍCÍ NA KLUZNÉ VEDENÍ VÝLOŽNÍKU RAMENE A GRAVITACE (MODRÁ)

A VPRAVO VAZBY – ČEP ULOŽENÍ RAMENE MÁ VAZBU SVORKY, KTERÁ MU UMOŽŇUJE OTÁČENÍ. OKA PRO PÍST VYZNAČENÉ MODŘE MAJÍ PEVNOU VAZBU

12.1.2 Napětí Von Misses a posunutí



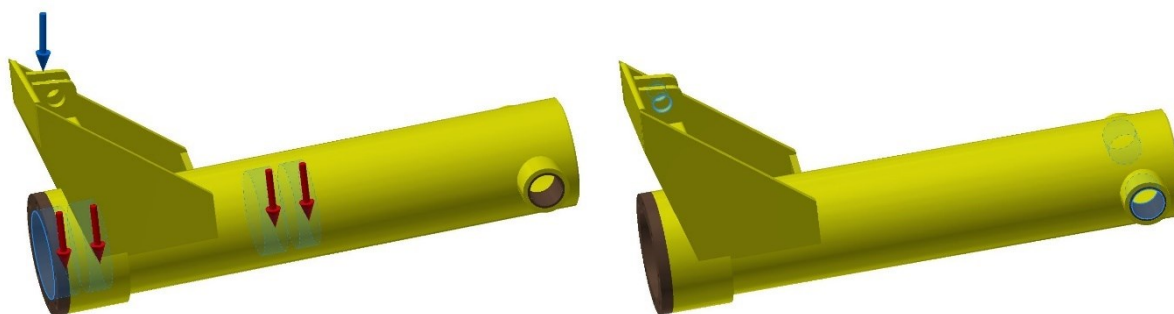
OBR. 36: NAPĚTÍ VON MISSES, MAX 90MPA, VZNIKÁ V OKOLÍ ULOŽENÍ PÍSTU HYDRAULICKÉHO VÁLCE



OBR. 37: POSUNUTÍ – VZNIKÁ NEVÝHODNĚ, PROTOŽE MĚNÍ PRŮŘEZ RAMENE. TOTO JE NUTNÉ ŘEŠIT JEHO POSÍLENÍM

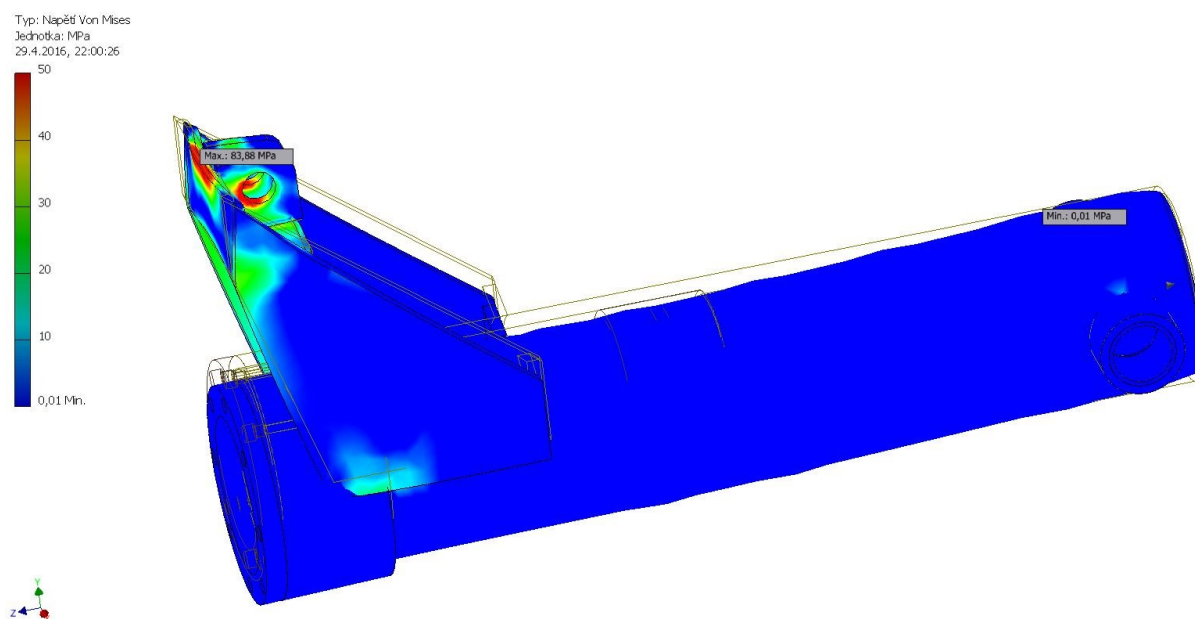
12.2 Analýza ramene s kulatým průřezem profilu

12.2.1 Vstupní podmínky

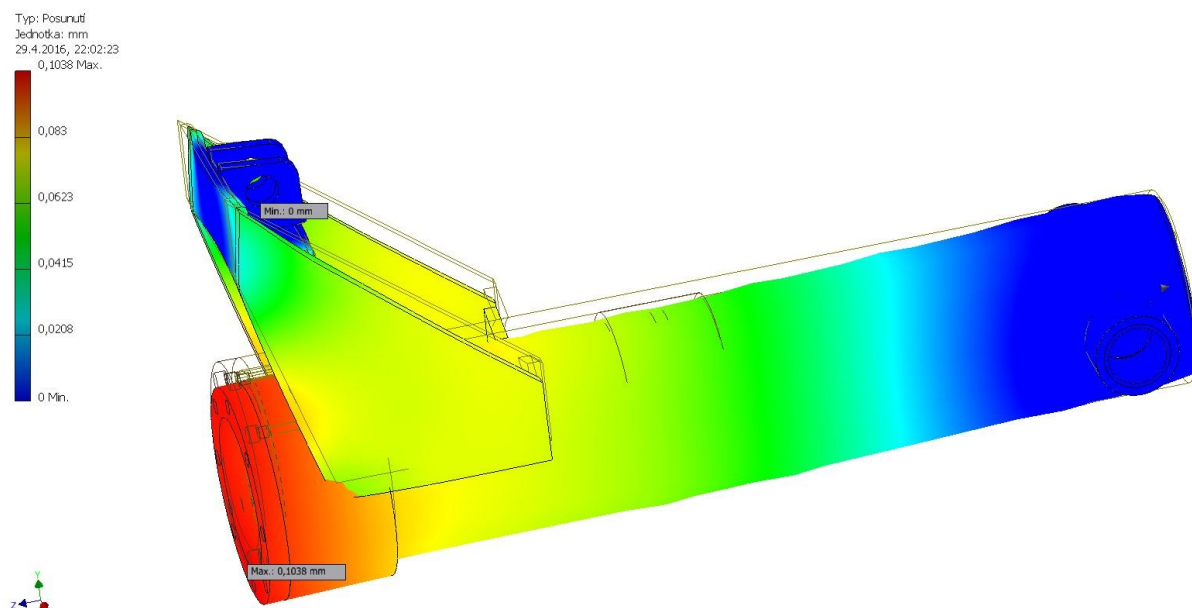


OBR. 38: VLEVO – ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY (ČERVENÉ) PŮSOBÍCÍ NA VÁLCOVÉ PLOCHY KLUZNÉHO VEDENÍ VÝLOŽNÍKU RAMENE
OBR. VPRAVO VAZBY – ČEP ULOŽENÍ RAMENE MÁ VAZBU SVORKY, KTERÁ MU UMOŽŇUJE OTÁČENÍ. OKA PRO PÍST VYZNAČENÉ MODŘE MAJÍ PEVNOU VAZBU

12.2.2 Napětí Von Misses a posunutí



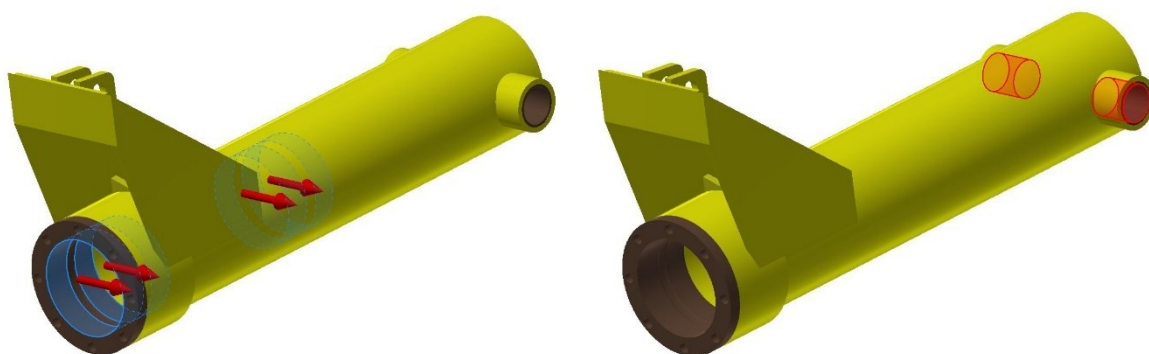
OBR. 39: MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ VON MISSES UKAZUJE NA SLABOU ČÁST KONSTRUKCE – UCHYCENÍ PÍSTU HYDRAULICKÉHO VÁLCE



OBR. 40: POSUNUTÍ, KTERÉ VZNIKÁ NATAŽENÍM UCHYCENÍ PÍSTU HYDRAULICKÉHO VÁLCE. PODLE KONSTANTNÍ ČERVENÉ BARVY PŘEDNÍ ČÁSTI RAMENE JE ZŘETELNÉ, ŽE JEHO GEOMETRICKÝ TVAR JE PŘÍZNIVÝ VŮČI ZMĚNÁM POSUNUTÍ A NEDOJDE K SEVŘENÍ VÝLOŽNÍKU V RAMENI.

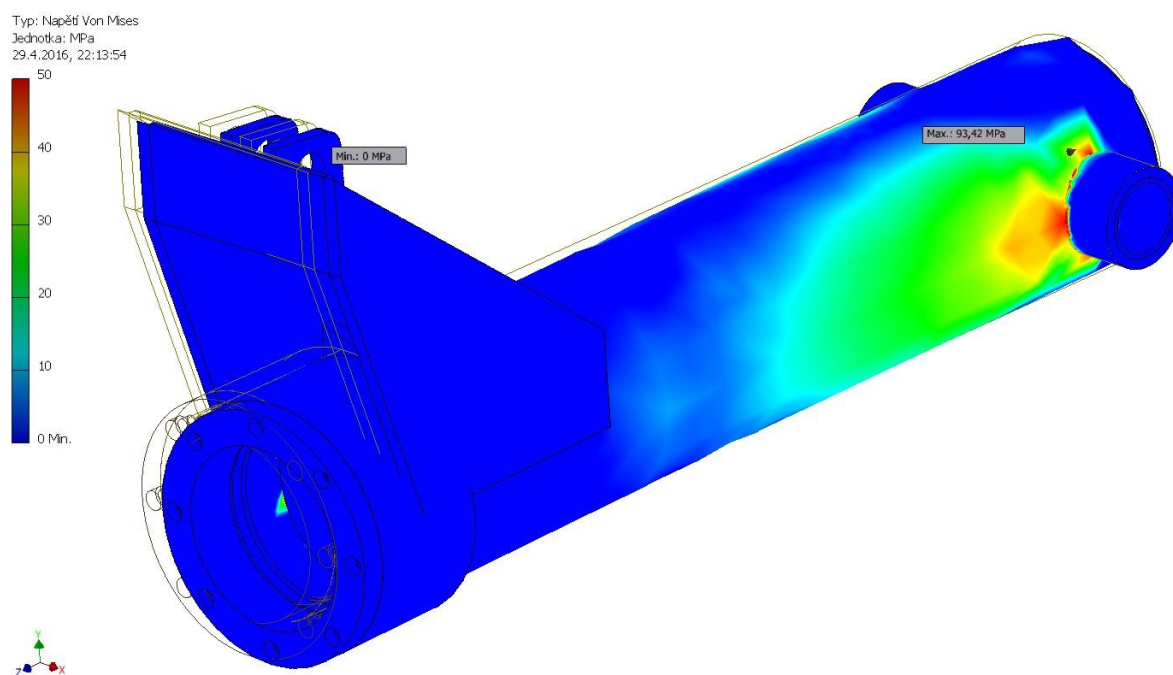
12.3 Analýza ramene s kulatým průřezem profilu při svislém zatěžování

12.3.1 Vstupní podmínky

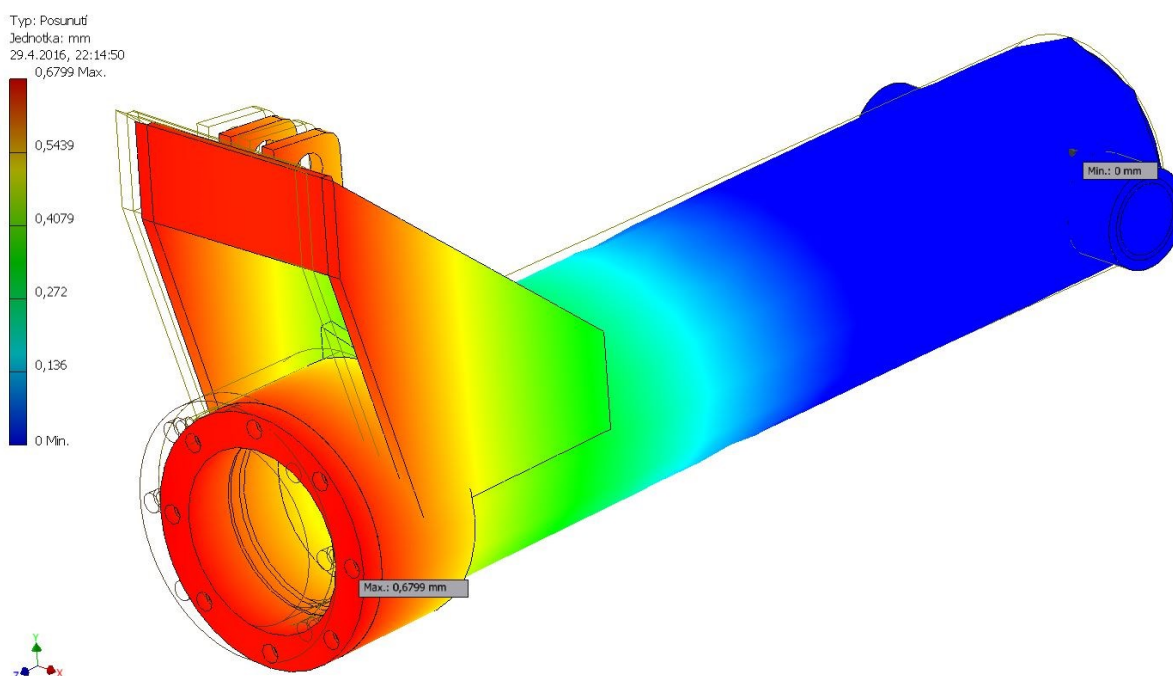


OBR. 41: VLEVO - VSTUPNÍ PODMÍNKY – SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ RAMENO PŘI BOČNÍM SBÍJENÍ A VPRAVO – PEVNÉ VAZBY V ULOŽENÍ RAMENE

12.3.2 Napětí Von Misses a posunutí

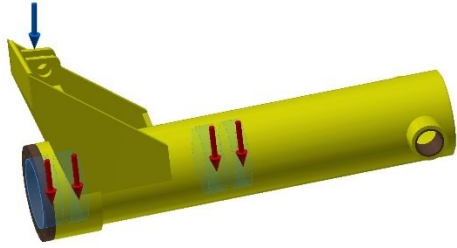
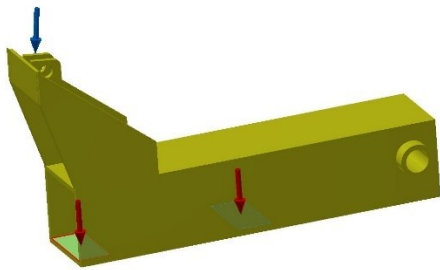


OBŘ. 42: NAPĚTÍ VON MISSES, KTERÉ UKAZUJE SLABÁ MÍSTA NA HLAVNÍ TRUBCE RAMENE V OKOLÍ ČEPŮ ULOŽENÍ RAMENE, VZNIKAJÍCÍ V ZÁVISLOSTI NA TAHOVÉM/TLAKOVÉM NAPĚTÍ PODLE SMYSLU PŮSOBNÍ BOČNÍHO NAMÁHÁNÍ



OBŘ. 43: POSUNUTÍ S MAXIMÁLNÍ HODNOTOU 0,6MM NA KONCI RAMENE, PŘÍZNIVĚ ROZLOŽENO SOUMĚRNĚ PO CELÉM OBVODU

12.4 Závěr analýzy MKP s celkovým zhodnocením konstrukce ramene

Provedení	Kulaté rameno	Hranaté rameno
Obrázek		
Maximální napětí	83,88MPa	90,34MPa
Maximální posunutí	0,11mm	0,22mm
VÝHODY / NEVÝHODY		
Výroba	Jednodušší výroba soustružením kruhových částí ramene;	Při výrobě nutné dodržovat tolerance rovnoběžnosti, úhlové tolerance, náročné frézování
Pootáčení ramene	Nutno opatřit vedením proti pootáčení ramene vůči jeho podélné ose	Tvar ramene udržuje výložní vždy ve správné poloze
Kluzné vedení	Je realizováno pouze dvěma kluznými vložkami, mazáno dvěma maznicemi obvodovými kanálky	Realizováno celkem 4+4 kluznými deskami, každá se separátní maznicí,
Těsnění	Vhodná konstrukce k utěsnění pohyblivých částí ramene vůči sobě např. stíracími kroužky nebo O-kroužky	Bez, nebo s velmi omezenou možností utěsnění rohů proti vnikání nečistot z okolí
Konstrukce	Vlivem kruhového průřezu vznikají složitější válcové plochy na připojovaných komponentech	Rovnoběžné plochy vhodné pro připojení jednoduše obrobených součástí z polotovárů

13 Závěr

Tato Diplomová práce vedla k návrhu ramene bouracího stroje, který pomůže pracovníkům od těžké fyzické práce. Pohyb ramene zajišťuje hydraulika, jejíž návrh je součástí práce. Velká část práce se zaměřuje na konstrukční uzly samotného řešení ramene. Jsou zde mimo jiné fotografie z reálných řešení podobných strojů, které jsou dále srovnávány a hodnoceny.

Toto rameno je navrhováno s větším důrazem na tuhost než pohyblivost, ale s určitými modifikacemi je možné části této práce využít pro návrh ramen pracovních strojů pro různé speciální účely i jako univerzální pro různé aplikace.

Rameno tohoto stroje jsem navrhoval v několika variantách, z nichž jsem vybral vždy tu nejvhodnější. Návrhy vycházejí ze zkušeností a poznatků mých i ostatních, kteří mi při tvorbě

pomáhali, a jsou odrazem mého několikaletého zájmu o tyto stroje, který je rovněž důvodem mého studia specializace Zemních, těžebních a stavebních strojů.

14 Seznam studijní literatury

- [1] *Bosh Rexroth: Mobilní hydraulika* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/index>
- [2] *ZKL: Velká ložiska pro otoče* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb/6080m>
- [3] *NÁVRH A PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [4] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skriptum VŠB
- [5] LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2006, 922 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [6] *SKF: Zásady pro volbu a použití ložisek* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/index.html>
- [7] *Kardanka: Návrh a výpočet hydraulických válců* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.kardanka.cz/rady-a-tipy/hydraulika/rady-k-hydraulice/>
- [8] *Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení VŠB: Studijní opory* [online]. [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/studium9.htm>
- [9] *Parker: Mobilní a průmyslová hydraulika* [online]. [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/>
- [10] *Atlas Copco: Hydraulická bourací kladiva* [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/products/>
- [11] *MKP / FEM, Princip a využití*, Ing. Michal Kolesár, Ph.D. s. 44 [cit. 2016-04-30].
- [12] *Agrotrnava: Příslušenství pro demoliční roboty* [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.agrotrnava.cz/katalog-prislusenstvi-pro-demolicni-roboty.html>

- [13] *Bagry.cz: Mikro-, mini-, midirypadla a demoliční roboty* [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/vystavy/bauma_2013_mikro_mini_midirypadla_a_demolicni_roboty
- [14] *BRcars: Čtyřkolky a přídatná zařízení* [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.atv-brcars.cz/pridavna-zarizeni-a132>
- [15] *Brokk: Demoliční roboti* [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.brokk.com/120d/>
- [16] FRIES, Jiří. *Zemní stroje: učební text : studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje Fakulty strojní* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012 [cit. 2016-05-14]. ISBN 978-80-248-2567-0.
- [17] *Avant: Demoliční roboti* [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.avanttecno.com/www/global/machines/robot/>
- [18] *Firma PSL: Ložiska, otoče a integrované převody* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.psl.sk/sk/index.php>

15 Seznam výkresů

Sestava ramene: KOH0035-DP-S1

Podsestava – svařenec ramene: KOH0035-DP-S2